

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Výpočet hlavních rozměrů pístového čerpadla
Design of the Main Parameters of the Piston Pump

Student:
Vedoucí bakalářské práce

Vladimír Pešl
doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D

Ostrava 2010

Zadání bakalářské práce

Student: **Vladimír Pešl**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Výpočet hlavních rozměrů pístového čerpadla**
Design of the Main Parameters of the Piston Pump

Zásady pro vypracování:

Určete hlavní rozměry pístového čerpadla pro $Q=1,6$ l/s, $n=2$ ot/s a objemovou účinnost 0,87.

1. Zpracujte základní popis pístového čerpadla s klikovým mechanismem.
2. Popište princip činnosti jednočinného, dvojčinného a diferenciálního čerpadla.
3. Vypočítejte hlavní rozměry (průměr a zdvih) pístu pro zadané parametry.
Řešte pro jednočinné, dvojčinné a diferenciální čerpadlo.
4. Popište kinematiku pohybu pístu.
5. Provedte posouzení výtlačného potrubního systému pro zadané parametry.

Seznam doporučené odborné literatury:

PACIGA, A. a kol. *Čerpací technika*. SNTL Praha.
VARCHOLA, M. *Hydrostatické čerpadlá*. STU Bratislava, 1992.
BLÁHA, J.; BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. ČVUT Praha, 1997.
BLÁHA, J.; BRADA, K. *Hydraulické stroje*. SNTL Praha, 1992.
PIVODA, B.; ŠÁLEK, J. *Čerpací stanice*. SNTL Praha, 1982.
STRÝČEK, O.; GANČO, N. *Čerpadlá (hydraulický výpočet a konstrukce)*. Bratislava, 1978.
BRETTSCHEIDER, A. a kol. *Příručka čerpací techniky*. SNTL Praha, 1968.
Firemní literatura.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



Kozubková

doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

Farana

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu .

V Ostravě

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím , že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č . 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména ,§ 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO .
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby,

V Ostravě

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Vladimír Pešl

Adresa trvalého pobytu autora práce: Odry – Dobešov č.14
742 35 Odry

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PESL, V. *Výpočet hlavních rozměrů pístového čerpadla : bakalářská práce* . Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení , 50 s. Vedoucí práce : Drábková , S .

Bakalářská práce úvodem popisuje princip činnosti pístového čerpadla s klikovým mechanismem a jeho základní typy - jednočinné, dvojčinné a diferenciální pístové čerpadlo. Její hlavní náplň je ovšem výpočet hlavních rozměrů zmiňovaných čerpadel. Tyto výpočty se ovíjejí od vhodné kombinace průměrů a zdvihů pístů dle zadaného poměru tak, aby byl dosažen požadovaný objemový průtok. Je proveden rozbor kinematiky pístu a posouzena sací a výtlačná soustava k práci čerpadla bez instalace větrníku.

ANNOTATION OF THE BACHELOR WORK

The Bachelor thesis describes the function of piston pump with crankshaft drive and the basic types of piston pump – single action pump, double action pump and differential piston pump. The main objective of the thesis is the calculation of the main piston dimensions. This calculation is based on acceptable combination of piston diameter and stroke according to designated rate to manage required volumetric flow. I made analysis of piston kinematics and I analysed the pump suction and discharge system in case of function without air chamber installation.

Obsah

Obsah	8
Seznam použitých symbolů a značek	9
1. Úvod.....	11
2. Základní popis pístového čerpadla s klikovým mechanismem	12
2.1 Popis konstrukce pístového čerpadla	12
2.2 Popis činnosti pístového čerpadla	13
2.3 Typy pístových čerpadel	13
2.4 Typy pístových čerpadel podle způsobu činnosti	15
a) Jednočinné pístové čerpadlo	15
b) Dvojčinné pístové čerpadlo	16
c) Diferenciální pístové čerpadlo	17
2.5 Kinematika pohybu pístu	18
3. Vzdušníky	22
3.1 Popis funkce akumulátoru	22
3.2 Typy akumulátorů	24
4. Výpočet hlavních rozměrů (průměr a zdvih) pístu	25
4.1 Jednočinné pístové čerpadlo	25
4.2 Dvojčinné pístové čerpadlo	27
4.3 Diferenciální čerpadlo	29
5. Porovnání průběhů rychlosti a zrychlení pístu	30
5.1 Porovnání dráhy pístu pro předpoklad nekonečně dlouhé ojnice	30
5.2 Porovnání průběhů rychlosti pístu kde $\lambda = 0,4$	32
5.3 Porovnání průběhů zrychlení pístu kde $\lambda = 0,4$	33
6. Posouzení výtlačné soustavy	35
7. Posouzení sací soustavy	40
Závěr:	42
Seznam použité literatury	43
Seznam příloh	44
Přílohy.....	45

Seznam použitých symbolů a značek

Značka:	Název:	Jednotka:
D	průměr	[m]
D_p	průměr pístu	[m]
D_s	průměr sacího potrubí	[m]
D_v	průměr výtlačného potrubí	[m]
D_{pt}	průměr pístní tyče	[m]
H	výška	[m]
H_{sg}	geodetická sací výška	[m]
H_{vg}	geodetická výtlačná výška	[m]
S	plocha	[m ²]
S_p	plocha pístu	[m ²]
S_{pt}	plocha pístní tyče	[m ²]
V	objem	[m ³]
V_g	geometrický objem	[m ³]
Q_v	objemový průtok	[m ³ s ⁻¹]
Q_t	teoretický objemový průtok	[m ³ s ⁻¹]
a	zrychlení	[m.s ⁻²]
a_p	zrychlení pístu	[m.s ⁻²]
a,b,c	délky potrubí	[m]
d	průměr potrubí	[m]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
h_z	ztrátová výška	[m]
l	délka	[m]
l_0	zdvih pístu	[m]
l_Σ	náhradní délka potrubí	[m]
l_{1-4}	délky potrubí	[m]
n	otáčky	[1/s]
p_0	atmosférický tlak	[Pa]
p_{min}	minimální přípustný tlak	[Pa]
p_{max}	maximální přípustný tlak	[Pa]
p_t	tlak nasycených par	[Pa]
p_v	statický výtlačný tlak	[Pa]

p_{s0}	tlak v sací nádrži	[Pa]
t	čas	[s]
v	rychlost	[m.s ⁻¹]
v_p	rychlost pístu	[m.s ⁻¹]
v_{ps}	střední pístová rychlost	[m.s ⁻¹]
x	dráha pístu	[m]
α, β, γ	úhly	$1^\circ = \left(\frac{\pi}{180} \right) \text{rad}$
ξ	součinitel místních ztrát	[-]
η	celková účinnost	[-]
η_o	objemová účinnost	[-]
λ	součinitel třecích ztrát	[-]
λ	součinitel vyjadřující vliv délky pístní tyče	[-]
π	Ludolfovo číslo	[3,14159]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
φ	úhel otočení	$1^\circ = \left(\frac{\pi}{180} \right) \text{rad}$
ω	úhlová rychlost	[s ⁻¹]

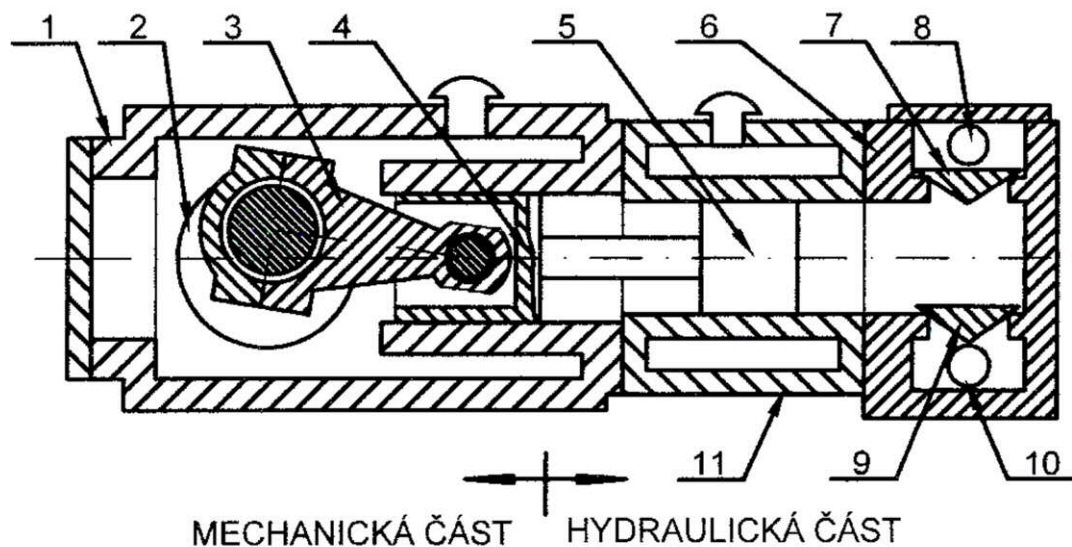
1. Úvod

Pístová čerpadla nacházejí v různých oblastech lidské činnosti širokou škálu uplatnění. Od úplně jednoduchých, s nenáročnou technologií výroby (i injekční stříkačka je ve své podstatě pístové čerpadlo) až po velice přesná a technologicky náročná pístová čerpadla axiální s nakloněnou deskou nebo radiální. Prioritou jejich využití je ovšem přeprava kapalin nebo realizace tlakové energie různých hydraulických zařízení. Aby nám čerpací systém správně a účinně fungoval, je zapotřebí podrobně posoudit všechny jeho části. To znamená sací a výtlačné potrubí s jejich třecími i místními odpory vzhledem k požadovaným parametrům systému. Hlavními parametry systému jsou: objemový průtok, požadovaný tlak, sací a výtlačná výška , které spolu tvoří výšku geodetickou. Výše zmiňované části čerpacího systému jsou tzv. části pasivní. To znamená, že tlakovou energii nevytvářejí, ale naopak ji spotřebovávají. K tomu, aby čerpací systém vyhovoval požadovaným nárokům, je zapotřebí do něj vložit aktivní člen, tj. čerpadlo. Správný návrh čerpadla spočívá v tom, že čerpadlo překoná všechny tyto odpory. Proto je zapotřebí tyto posoudit pečlivě a na základě těchto rozborů stanovit parametry čerpadla. To znamená průměr a zdvih pístu, otáčky a od toho se odvíjející kinematiku pohybu pístu. Jestliže toto provedeme bezchybně, bude čerpací systém pracovat správně, bez poruch a ekonomicky.

2. Základní popis pístového čerpadla s klikovým mechanismem

2.1 Popis konstrukce pístového čerpadla

Pístové čerpadlo patří do skupiny čerpadel hydrostatických, to znamená, že tlak je vyvozován přímým působením pístu čerpadla na kapalinu. Základním představitelem hydrostatických čerpadel s kyvným přímočarým pohybem je jednočinné pístové čerpadlo.



Obr. 2.1

Schéma jednočinného pístového čerpadla

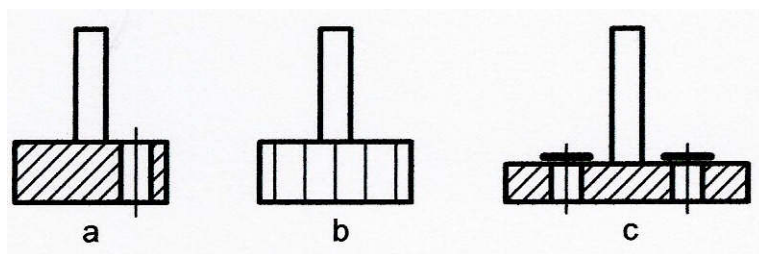
Skládá se z mechanické a hydraulické části, jak je vidět na obr.(2.1). V tělese čerpadla 1 je uložen klikový mechanismus. Na klice 2 je namontována ojnice 3 a na ní křížák s pístnicí 4. Na skříň čerpadla 1 je namontováno těleso pístu 11 ve kterém je umístěn píst 5 propojený s pístnicí křížáku 4. Píst 5 tvoří přechod mezi mechanickou a hydraulickou částí čerpadla. Hlavní hydraulická část 6 je ale namontována až na tělese pístu 11. Zde jsou umístěny sací ventil 9, výtlačný ventil 7, vstup do čerpadla 10 a výstup z čerpadla 8.

2.2 Popis činnosti pístového čerpadla

Úvodem je třeba podotknout, že klika 2 se otáčí podle směru hodinových ručiček a jako výchozí bod jsem zvolil horní úvrať pístu. Při pohybu pístu z horní úvratí do dolní vzniká v pracovní části čerpadla podtlak. Ten způsobí otevření sacího ventilu 9 a zavření výtláčného ventilu 7. Čerpadlo nasává kapalinu. Ventily bývají většinou konstruovány jako samočinné. To znamená, že se otevírají a zavírají samočinně působením tlaku v pracovním prostoru. Ventily s nuceným rozvodem se u pístových čerpadel používají jen zřídka, např. u čerpadel přepravujících betonové směsi. Bez pružinové ventily se používají jen u čerpadel ručních, či pomaluběžných. U rychlejších čerpadel je potřeba osadit ventil pružinou, neboť jeho vlastní hmotnost nepostačuje k rychlému zavření ventilu. Pružina rovněž zabraňuje rázům při zavírání ventilu a umožňuje snížit hmotnost ventilu a tím i zlepšit jeho dynamické vlastnosti. Při pohybu pístu z dolní úvratí do horní se vlivem zvyšování tlaku sací ventil uzavře, výtláčný ventil otevře a čerpadlo kapalinu vytlačí. Toto se nazývá výtláčný zdvih a děj je označován jako výtlak. Popsaný děj se díky mechanické části periodicky opakuje. Sání a výtlak reprezentují pracovní cyklus čerpadla.

2.3 Typy pístových čerpadel

Pístová čerpadla mají nespočet konstrukčních řešení. Vyplývá to z široké škály možností jejich použití. Konstrukce těchto čerpadel se řídí účelem jejich použití, velikostí dopravního tlaku, výkonem, vlastnostmi dopravované kapaliny, prostředím ve kterém pracují atd. Čerpadla rozlišujeme i podle tvaru pístu. Základní tvary jsou na (obr. 2.2) pochopitelně je jich mnohem více.

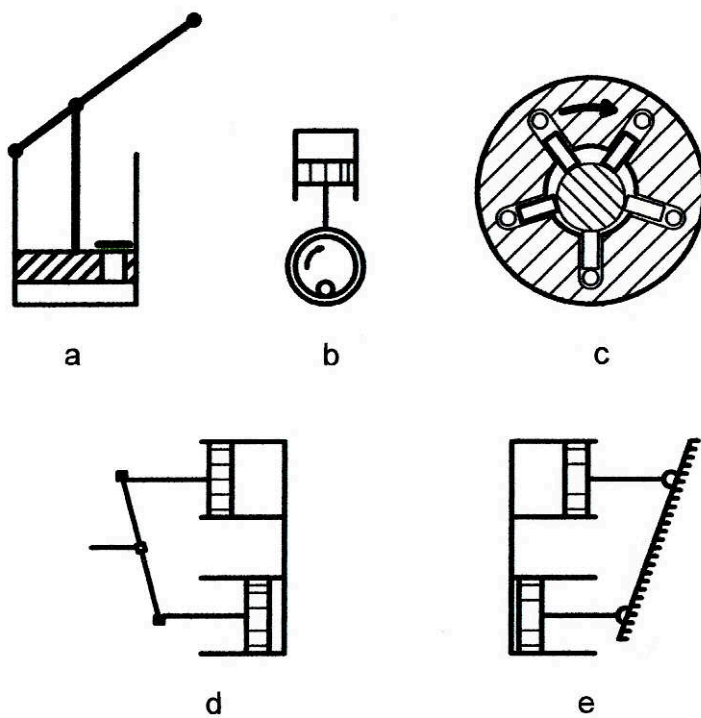


Obr.2.2

Různé typy pístů :

- a – diskový píst s vrtáním pro klapku
- b – diskový píst
- c – diskový píst s klapkami

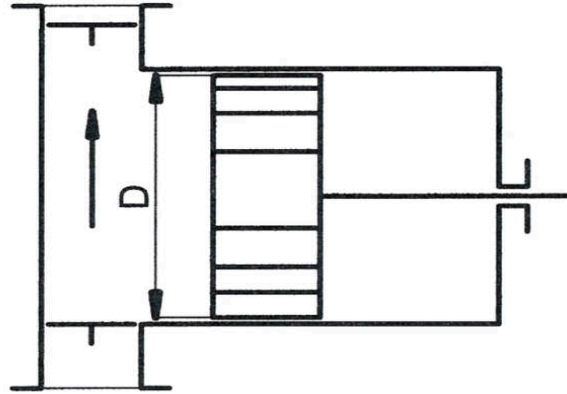
I podle pohonu mají čerpadla nespočet technických řešení.(obr.2.3) představuje několik z nich . Obr. 2.3 a) představuje ruční pohon, b) excentrický pohon, c) radiální pístové d) s naklápěcí deskou, e) s nakloněným blokem



Obr. 2.3
Typy pístových čerpadel podle pohonu

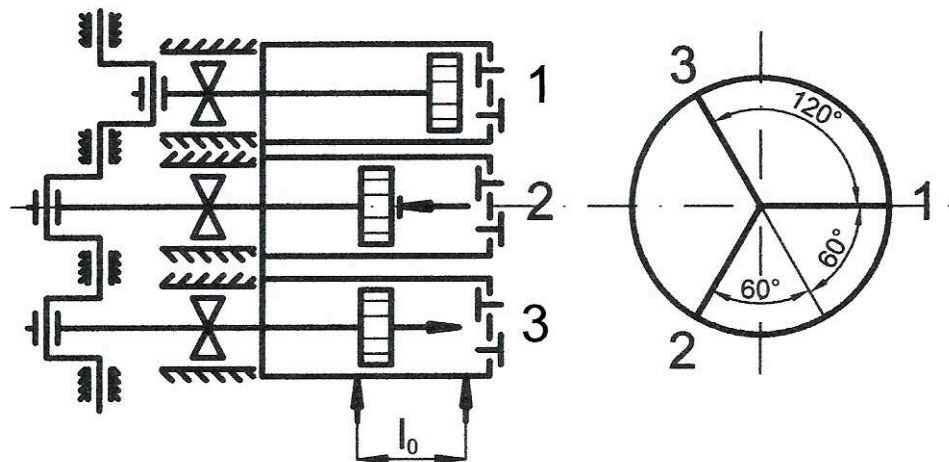
2.4 Typy pístových čerpadel podle způsobu činnosti

a) Jednočinné pístové čerpadlo



Obr. 2.4
Jednočinné pístové čerpadlo

Jednočinné pístové čerpadlo (obr.2.4) je charakteristické tím, že při pohybu pístu z horní do dolní úvrati nasává kapalinu. Tento pohyb je z hlediska dopravy kapaliny neúčinný. Odtud vyplývá název (neúčinný zdvih). Naopak při pohybu pístu z dolní úvrati do horní čerpadlo kapalinu vytlačuje. Z hlediska přepravy kapaliny se jedná o zdvih účinný. Z výše uvedeného vyplývají nevýhody jednočinných pístových čerpadel. Čerpání kapaliny je přerušované, což plyne z nedostatečného využití pracovního cyklu. Vzniklé nerovnoměrnosti (pulsace) při čerpání kapaliny lze odstranit vhodným konstrukčním řešením čerpadla. Např. paralelním propojením několika jednočinných čerpadel s rovnoměrným posunutím pracovních cyklů (obr.2.5).



Obr. 2.5
Schéma jednočinného čerpadla se třemi písty

Teoretický průtok jednočinných pístových čerpadel

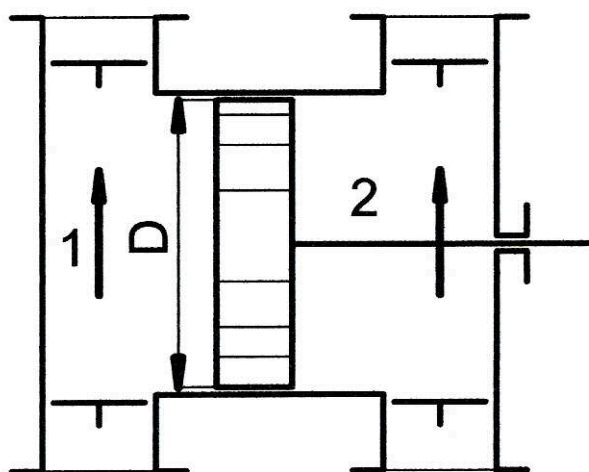
Během jedné otáčky čerpadlo jednou nasaje a jednou vytlačí geometrický objem válce

$$V_g = S_p \cdot l_0 \quad (2.1)$$

a při n otáčkách

$$Q_t = V_g \cdot n = S_p \cdot l_0 \cdot n = S_p \cdot \frac{v_{ps}}{2} \quad (2.2)$$

b) Dvojčinné pístové čerpadlo



Obr. 2.6

Dvojčinné pístové čerpadlo

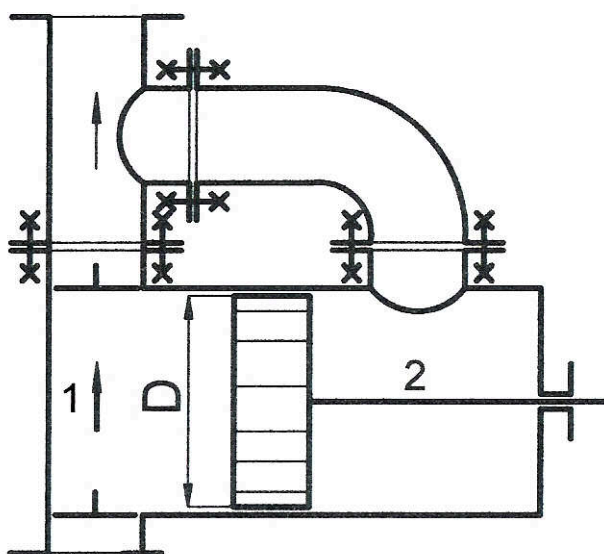
Dvojčinné pístové čerpadlo (obr.2.6) charakterizuje píst rozdělující pracovní prostor na dvě části. Každá z těchto částí je osazena vlastním sacím a výtlačným ventilem. Během jednoho zdvihu probíhá v jedné části výtlač a v druhé části sání. Tím pádem je celý pracovní cyklus pracovní a plně využitý. V konečném důsledku se touto konstrukcí zvyšuje rovnoměrnost dodávky kapaliny. Jeho velkou nevýhodou je složitá konstrukce s použitím velkého počtu citlivých prvků – samočinných ventilů.

Teoretický průtok dvojčinných čerpadel

V pracovní části 2 (obr.2.6) je plocha pístu menší o plochu pístní tyče proto během jedné otáčky čerpadlo jednou vytlačí na ploše S_p a jednou na ploše $S_p - S_{pt}$.

$$Q_t = (2 \cdot S_p - S_{pt}) \cdot l \cdot n \quad (2.3)$$

c) Diferenciální pístové čerpadlo



Obr. 2.7

Diferenciální čerpadlo

Diferenciální pístové čerpadlo (obr.2.7) se rovněž jako dvojčinné rozděluje na dvě části. Jedna část pracovního prostoru je stále propojená s výtlačkem. Z tohoto důvodu se při pohybu pístu doleva část kapaliny proudící z pracovního prostoru 1 přelévá do pracovního prostoru 2. Množství kapaliny nasáté do pracovního prostoru 1, se při výtlačku dělí na dvě části , jedna část proudí do systému a druhá část se přelévá do pracovního prostoru 2. Rovnoměrnost dodávky kapaliny se proto odvíjí od poměru ploch pístu a plochy pístní tyče. Diferenciální čerpadlo je vlastně kombinací čerpadla jednočinného a dvojčinného. Během sání se chová jako čerpadlo jednočinné a během výtlačku jako dvojčinné.

Jestliže podmíníme stejnou nerovnoměrnost poměrů pístu a pístní tyče během celého cyklu na výtlačku je zapotřebí dodržet poměr

$$D_p = \sqrt{2} \cdot d_{pt} \quad (2.4)$$

kde

d_{pt} je průměr pístní tyče

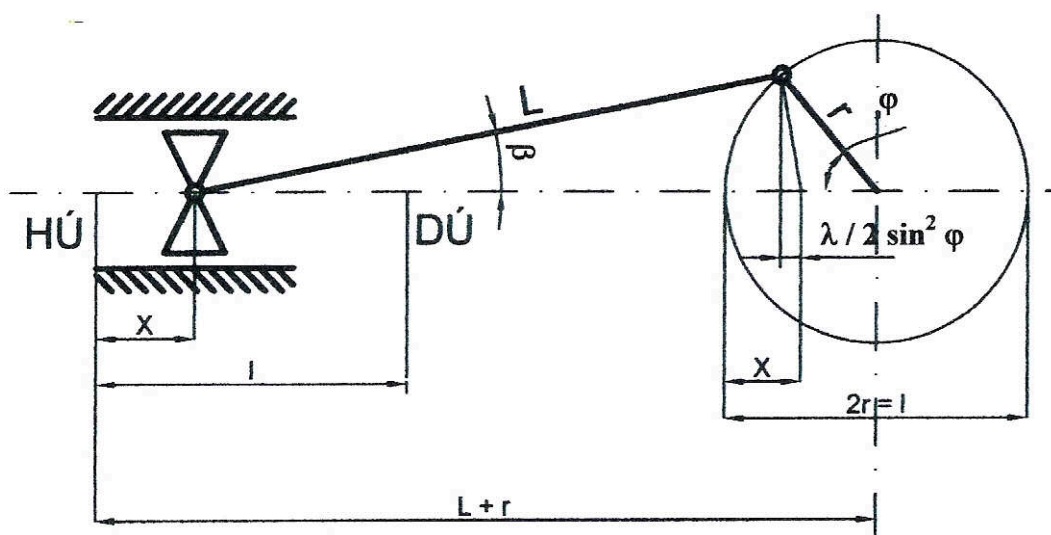
Teoretický průtok diferenciálních čerpadel

$$Q_t = V_g \cdot n = S_p \cdot n \cdot l_0 = S_p \cdot \frac{v_{ps}}{2}$$

V tomto případě je rovnice shodná s rovnicí (2.2) pro jednočinné pístové čerpadlo.

2.5 Kinematika pohybu pístu

Kinematické poměry pístových čerpadel vyplývají z mechanické části čerpadel. Tj. mechanické vazby čerpadla a jejího pohonného mechanismu. U pístových čerpadel se nejčastěji využívá klikového mechanismu. Jiné pohony např. (excentrický, vačkový, kulisový či šikmou deskou) jsou ve své podstatě kinematicky shodné s mechanismem klikovým.



Obr. 2.8

Kinematické schéma klikového mechanizmu

Budeme – li předpokládat, že obvodová rychlost kliky je konstantní, dráhu pístu x , měřenou od horní úvratí můžeme vyjádřit dle [1] (obr.2.8)

$$x = L + r - (L \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \varphi) \quad (2.5)$$

$$x = r \cdot \left[1 - \cos \varphi + \frac{L}{r} \cdot (1 - \cos \beta) \right]$$

z obr. 2.8 plyne

$$\sin \beta = \frac{r}{L} \cdot \sin \varphi$$

$$a$$

$$(2.6)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2 \cdot \sin^2 \varphi} = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}$$

kde $\lambda = \frac{r}{L}$ je součinitel vyjadřující vliv konečné délky ojnice. Potom

$$x = r \cdot (1 - \cos \varphi) + L \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}\right) \quad (2.7)$$

Rozvinutím (2 . 6) do řádu a dosazením do (2 . 7) a po konečné úpravě dostáváme

$$x = r \cdot \left(1 - \cos \varphi \pm \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2 \varphi \pm \frac{\lambda^3}{8} \cdot \sin^4 \varphi \pm \dots\right) \quad (2.8)$$

Při $\lambda = \frac{1}{5}$ je $\frac{\lambda^3}{8} = \frac{1}{1000}$, proto je možné tento člen zanedbat a dráhu pístu můžeme s dostatečnou přesností určit vztahem

$$x = r \cdot \left(1 - \cos \varphi \pm \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2 \varphi\right) \quad (2.9)$$

Okamžitá rychlost pístu potom bude

$$v_p = \frac{dx}{dt} = \omega \cdot r \cdot \left(\sin \omega t \pm \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2 \omega t\right) \quad (2.10)$$

kde $\varphi = \omega \cdot t$

Jak je patrné ze vztahu (2.10) , okamžitá rychlost pístu se mění s úhlem pootočení kliky.

Zrychlení pístu pak bude

$$a_p = \frac{dv_p}{dt} = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \omega \cdot t \pm \lambda \cos 2 \cdot \omega t) \quad (2.11)$$

Budeme – li předpokládat nekonečně dlouhou ojnici , když $\lambda \ll \frac{1}{5}$, respektive u jiného pohonu (např. excentrický) $\lambda = 0$, vztahy (2 . 9) , (2 . 10) a (2 . 11) se nám zjednoduší do tvaru

$$x = r \cdot (1 - \cos \varphi) \quad (2.12)$$

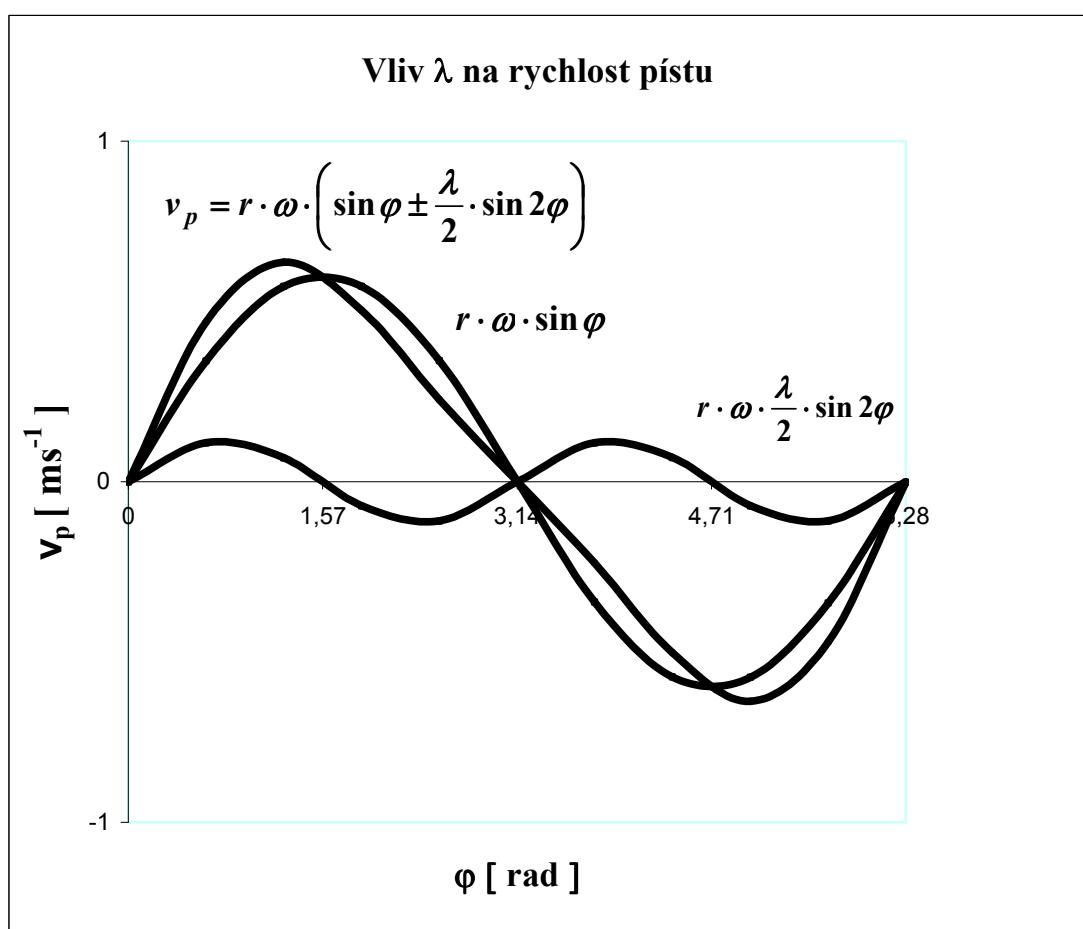
$$v_p = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi \quad (2.13)$$

$$a_p = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \quad (2.14)$$

Důležitá veličina pístového čerpadla je rovněž střední pístová rychlost, která je vyjádřena vztahem

$$v_{ps} = 2 \cdot l \cdot n \quad (2.15)$$

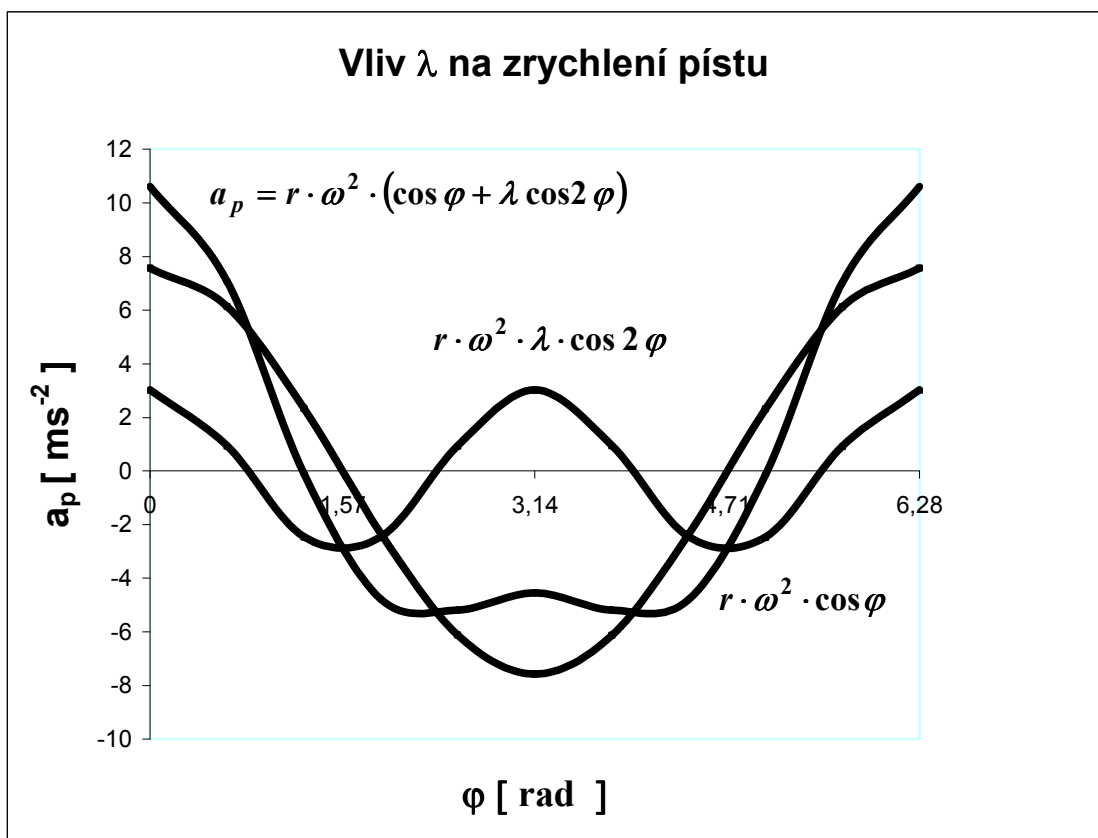
Vliv λ na průběh rychlosti pístu v_p



Obr. 2.9

Vliv λ na průběh rychlosti v_p

Vliv λ na průběh zrychlení pístu a_p



Obr. 2.10

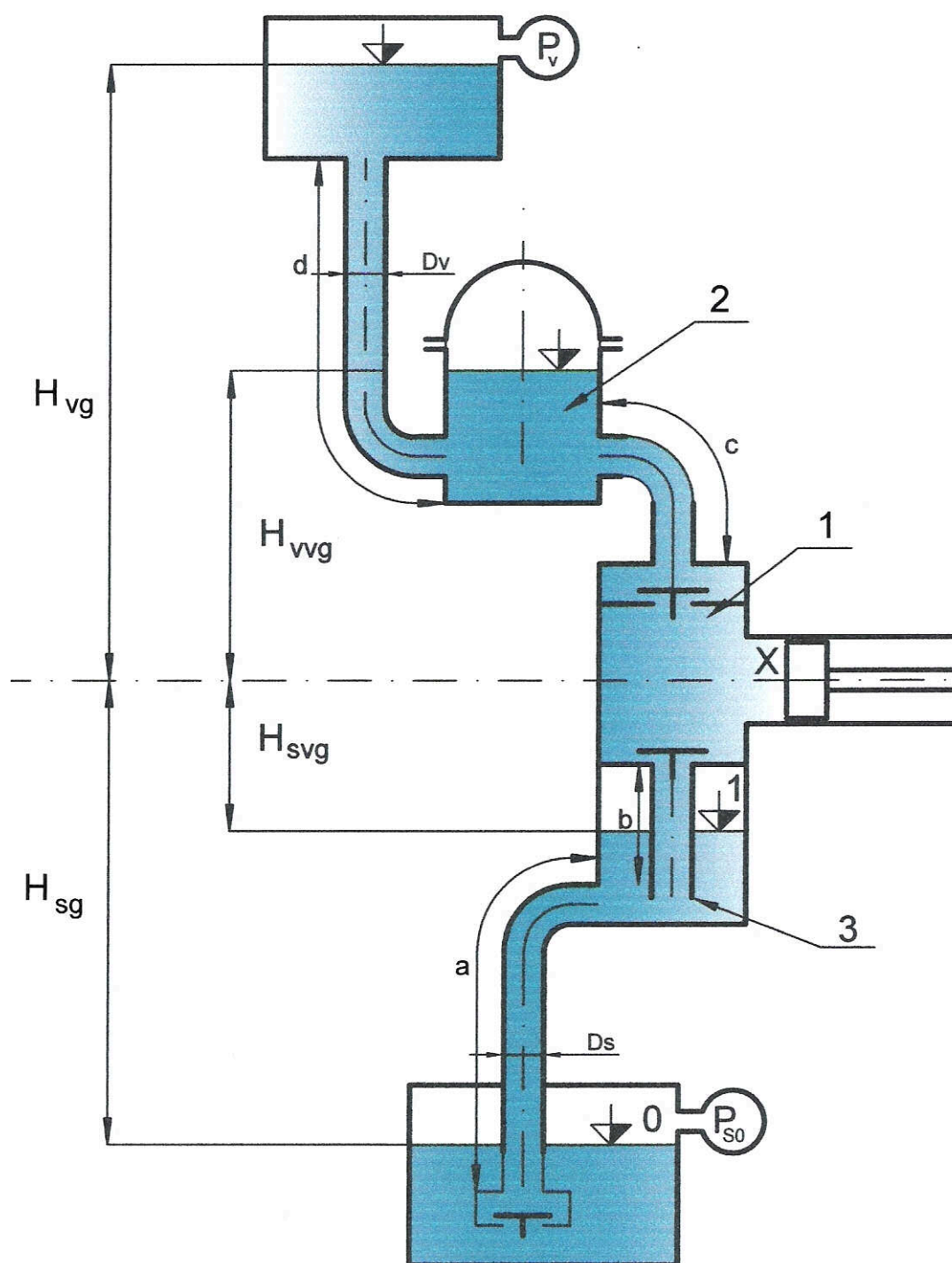
Vliv λ na průběh zrychlení a_p

Z grafů průběhů rychlosti a zrychlení pístu je patrné, že obě veličiny budou v každé poloze pístu rozdílné.

3. Vzdušníky

3.1 Popis funkce akumulátoru

Během pracovního cyklu se tlak ve válci čerpadla značně mění. Velikost čerpacího systému má velký vliv na velikost setrvačných sil, které ovlivňují amplitudu tlakových změn. Dále tyto změny ponejvíce ovlivňují otáčky a zdvih ve kterém čerpadlo pracuje. Abychom tyto tlakové změny co nejvíce eliminovali, umístíme do systému vzdušník (akumulátor). Na základě posouzení sací a výtlačné části čerpacího systému, akumulátor umístíme buď v sacím, nebo výtlačném potrubí. Pod pojmem akumulátor si představme tlakovou nádobu, která je částečně naplněna přepravovanou kapalinou a částečně je zaplněna plynem. Plynem v akumulátoru bývá nejčastěji vzduch. Čerpaná kapalina může, ale nemusí být od vzduchu oddělena např. pístem či membránou. Vzduch na takto vytvořené hladině vlivem své stlačitelnosti tlumí tlakové rázy a kompenzuje nerovnoměrnosti průtoku systému. Použití akumulátoru je zpravidla nevyhnutelné. Ve většině případů by jeho nepřítomnost znemožnila provoz hydraulického systému vůbec. Podle (obr. 3.1) umístíme akumulátor co nejblíže k čerpadlu tj. ke zdroji tlakových a objemových pulsací. Jsou – li v systému použity akumulátory na sacím i výtlačném potrubí, pracuje systém následovně. Kapalina se nasává ze sací nádrže do sacího akumulátoru 3 a potom sacím ventilem do pracovní části čerpadla 1. Vzhledem k tomu, že odpor krátkého úseku potrubí mezi akumulátorem a čerpadlem (úsek b) je o mnoho menší než odpor celého sacího potrubí, se část objemu z akumulátoru přečerpá do pracovního prostoru čerpadla. To ovšem způsobí pokles tlaku i hladiny v akumulátoru. Tohoto důvodu bude průtok ze sací nádrže do akumulátoru pokračovat i během výtlaku. Přítomnost akumulátoru činí průtok v sacím potrubí (úsek a) rovnoměrnějším. Neovlivní ovšem rovnoměrnost proudění na úseku (b) mezi akumulátorem a pracovním prostorem čerpadla. Z tohoto důvodu je zapotřebí, aby zmiňovaný úsek byl co nejkratší. Na stejném principu pracuje i akumulátor na výtlačném potrubí. Akumulátor ovlivňuje tlakové poměry pod pístem a samozřejmě se budou během pracovního cyklu lišit i v samotném akumulátoru. Vzdušník pístového čerpadla navrhujeme na základě nerovnoměrností tlaků během sání a výtlaku. Podle těchto nerovnoměrností usuzujeme, zda je akumulátor v soustavě nutný, či nikoliv.

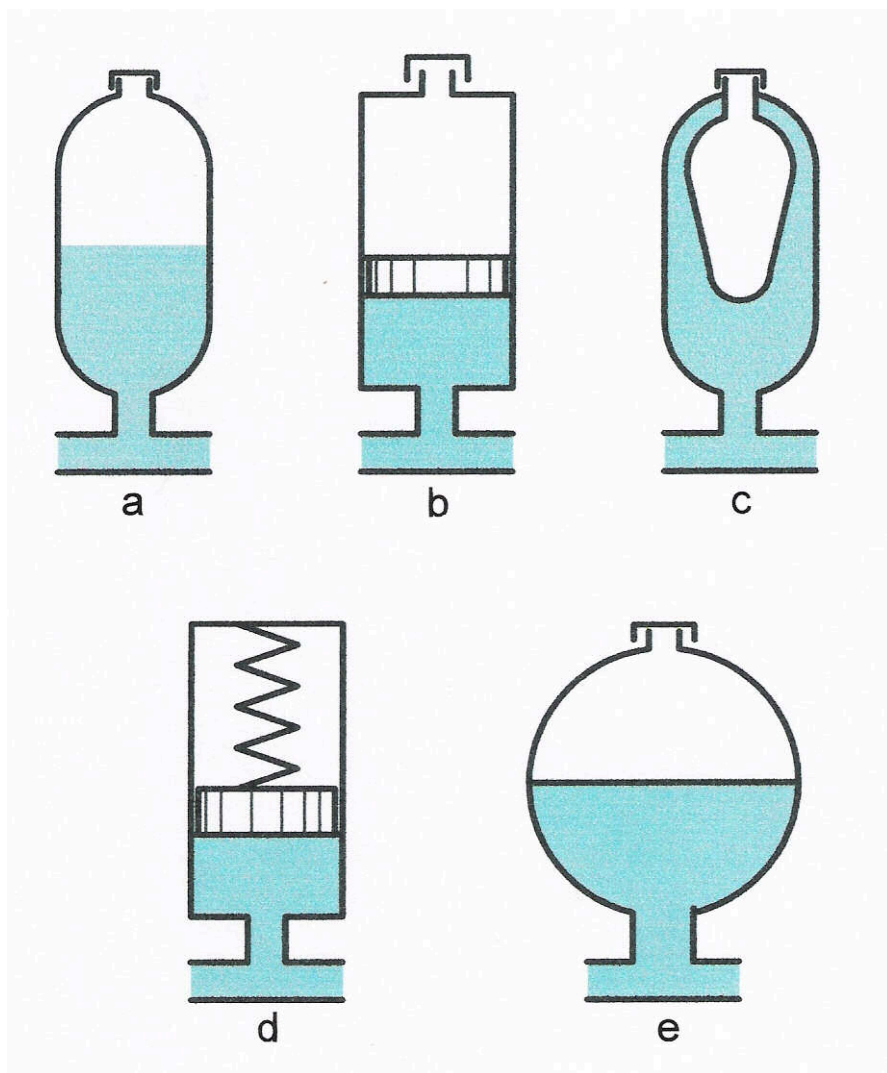


Obr.3.1
Schéma hydraulického systému s akumulátorem

3.2 Typy akumulátorů

Akumulátory rozdělujeme na dva základní typy:

- a) akumulátory s přímým stykem plynu a kapaliny
- b) akumulátory s dělicí přepážkou



Obr. 3.2

Konstrukce hydraulických akumulátorů

- a – plynový s přímým stykem kapaliny a plynu
- b – pístový
- c – akumulátor s vakem
- d – pružinový
- e – membránový

4. Výpočet hlavních rozměrů (průměr a zdvih) pístu

Zadání :

$$Q = 1,6 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1} = \underline{0,0016 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}$$

$$n = 2 \text{ s}^{-1}$$

$$\eta_o = 0,87$$

$$\frac{l}{D} = 1,2$$

4.1 Jednočinné pístové čerpadlo

výpočet plochy pístu S_p

$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (4.1)$$

Výpočet objemového průtoku pro 1 otáčku, kde $V_g = Q_v$

$$V_g = S_p \cdot l_0 \quad (4.2)$$

dostáváme rovnici pro výpočet objemového průtoku

$$Q_v = V_g \cdot n \quad (4.3)$$

a nakonec požadovaná účinnost

$$Q_v = V_g \cdot n \cdot \eta_o \quad (4.4)$$

Tabulka 4.1.1 Dovolené průměry pístů [m] dle ČSN 70 005 [1]

0,016	0,018	0,02	0,025	0,032	0,4	0,5	0,056
0,063	0,07	0,08	0,09	0,1	0,115	0,14	0,16

Příklad výpočtu pro $D = 0,1 \text{ m}$ a $l_0 = 0,12$ (viz. příloha č.1)

$$S_p = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 0,0079 \text{ m}^2$$

$$V_g = 0,0079 \cdot 0,12 = 0,00094 \text{ m}^3$$

$$Q_v = 0,00094 \cdot 2 \cdot 0,87 = \underline{0,00164 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}$$

Z výsledku plyne, že zadané rozměry čerpadla ještě nejsou dostatečně přesné.

Tabulka 4.1.2 Průměry a zdvihy pístů v závislosti na objemovém průtoku

	D [m]	l_0 [m]	S_p [m ²]	Q_v [m ³ s ⁻¹]
1	0,016	0,0192	0,0002	0,00001
2	0,018	0,0216	0,0003	0,00001
3	0,020	0,0240	0,0003	0,00001
4	0,025	0,0300	0,0005	0,00003
5	0,032	0,0384	0,0008	0,00005
6	0,040	0,0480	0,0013	0,00010
7	0,050	0,0600	0,0020	0,00020
8	0,056	0,0672	0,0025	0,00029
9	0,063	0,0756	0,0031	0,00041
10	0,070	0,0840	0,0038	0,00056
11	0,080	0,0960	0,0050	0,00084
12	0,090	0,1080	0,0064	0,00119
13	0,100	0,1200	0,0079	0,00164
14	0,110	0,1320	0,0095	0,00218
15	0,125	0,1500	0,0123	0,00320
16	0,140	0,1680	0,0154	0,00450
17	0,160	0,1920	0,0201	0,00671

Z tabulky je patrné, že hodnoty v řádku 13 se nejvíce přibližují požadovaným parametrům.

Pro přesnější výpočet upravíme hodnoty pístu, snížením kroku na 0,001 m.

Tabulka 4.1.3 Snížení velikosti průměrů pístů krokem 0,001 m

	l_0 [m]	D_p [m]	S_p [m ²]	Q_v [m ³ s ⁻¹]
1	0,12	0,1	0,00785	0,00164
2	0,12	0,099	0,00769	0,00161
3	0,12	0,098	0,00754	0,00157
4	0,12	0,097	0,00739	0,00154
5	0,12	0,096	0,00723	0,00151
6	0,12	0,095	0,00708	0,00148
7	0,12	0,094	0,00694	0,00145
8	0,12	0,093	0,00679	0,00142
9	0,12	0,092	0,00664	0,00139
10	0,12	0,091	0,0065	0,00136
11	0,12	0,09	0,00636	0,00133

V tab. 4.1.3 jsou hodnoty přesnější, ale snížím velikost průměru pístu na krok $0,0001\text{ m}$.

Tabulka 4.1.4 Snížení velikosti průměrů pístu krokem $0,0001\text{ m}$

	l_0 [m]	D_p [m]	S_p [m ²]	Q_v [m ³ s ⁻¹]
1	0,12	0,0989	0,00768	0,001603
2	0,12	0,0988	0,00766	0,001600
3	0,12	0,0987	0,00765	0,001597
4	0,12	0,0986	0,00763	0,001594
5	0,12	0,0985	0,00762	0,001590
6	0,12	0,0984	0,0076	0,001587
7	0,12	0,0983	0,00759	0,001584
8	0,12	0,0982	0,00757	0,001581
9	0,12	0,0981	0,00755	0,001577
10	0,12	0,0980	0,00754	0,001574

Ve druhém řádku jsme vypočetli rozměry čerpadla s dostatečnou přesností a proto hodnoty $l_0 = 0,12\text{ m}$ a $D_p = 0,0988\text{ m}$ budeme požadovat za konečné.

4.2 Dvojčinné pístové čerpadlo

Pro výpočet průměru a zdvihu dvojčinného čerpadla použijeme opět předešlou metodu. Tomto případě neuvažujeme průměr pístní tyče, takže se vztah (2.3) zredukuje na tvar

$$Q_v = 2 \cdot S_p \cdot l_0 \cdot n \cdot \eta_0 \quad (4.5)$$

Příklad výpočtu pro $D = 0,07$ a $l_0 = 0,084$ (viz příloha č. 2)

$$S_p = \frac{\pi \cdot 0,07^2}{4} = 0,00385$$

$$Q_v = 2 \cdot 0,00385 \cdot 0,084 \cdot 2 \cdot 0,87 = 0,001125\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Tabulka 4.2.1 Průměry a zdvihy pístu v závislosti na objemovém průtoku

D_p [m]	l_0 [m]	S_p [m ²]	Q_v [m ³ s ⁻¹]
0,016	0,019	0,00020	0,00001
0,018	0,022	0,00025	0,00002
0,020	0,024	0,00031	0,00003
0,025	0,030	0,00049	0,00005
0,032	0,038	0,00080	0,00011
0,040	0,048	0,00126	0,00021
0,050	0,060	0,00196	0,00041
0,056	0,067	0,00246	0,00058
0,063	0,076	0,00312	0,00082
0,070	0,084	0,00385	0,00112
0,080	0,096	0,00502	0,00168
0,090	0,108	0,00636	0,00239
0,100	0,120	0,00785	0,00328

Tabulky je patrné, že průměr pístu a hodnota zdvihu ještě nedosahují požadovaný průtok. Proto zvolíme krokování *0,001* tentokrát u zdvihu.

Tabulka 4.2.2 Upravené zdvihy pístu s krokem *0,001*

D_p [m]	l_0 [m]	S_p [m ²]	Q_v [m ³ s ⁻¹]
0,08	0,09	0,00502	0,001572
0,08	0,091	0,00502	0,001590
0,08	0,092	0,00502	0,001607
0,08	0,093	0,00502	0,001625
0,08	0,094	0,00502	0,001642
0,08	0,095	0,00502	0,001660
0,08	0,096	0,00502	0,001677

Pro zadaný průtok jsou hodnoty $D = 0,08$ a $l_0 = 0,091$ plně dostačující.

4.3 Diferenciální čerpadlo

Pro diferenciální čerpadlo uvažujeme průměr diferenciálního pístu $d = 0,707 D$

Příklad výpočtu diferenciálního čerpadla pro $D = 0,1$ (viz. příloha č. 3)

$$d = 0,707 \cdot 0,1 = 0,0707 \text{ m}$$

$$S_{pd} = \frac{\pi \cdot 0,0707^2}{4} = 0,00393 \text{ m}^2$$

$$l_0 = 1,2 \cdot 0,1 = 0,12 \text{ m}$$

$$S_{pD} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,00785 \text{ m}^2$$

$$Q_v = [(0,5 \cdot l_0 \cdot S_{pD}) + (S_{pd} \cdot l_0)] \cdot n \cdot \eta$$

$$Q_v = [(0,5 \cdot 0,12 \cdot 0,00785) + (0,00393 \cdot 0,12)] \cdot 2 \cdot 0,87 = 0,00164$$

$$\underline{\underline{Q_v = 0,00164 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Po přepočtu diferenciálu pístu je výpočtová rovnice shodná s rovnicí pro výpočet jednočinného pístového čerpadla (4.4).

Tabulka 4.3.1 Výpočty průměrů a zdvihů pístu diferenciálního čerpadla

D [m]	d = 0,707 D [m]	l = 1,2 D [m]	S _{pD} [m ²]	S _{pd} [m ²]	Q _v [m ³ s ⁻¹]
0,100	0,0707	0,1200	0,00785	0,00393	0,001640
0,110	0,0778	0,1320	0,00950	0,00475	0,002182
0,125	0,0884	0,1500	0,01227	0,00613	0,003202
0,140	0,0990	0,1680	0,01539	0,00769	0,004499
0,100	0,0707	0,1190	0,00785	0,00393	0,001626
0,100	0,0707	0,1180	0,00785	0,00393	0,001612
0,100	0,0707	0,1170	0,00785	0,00393	0,001599
0,100	0,0707	0,1171	0,00785	0,00393	0,001600

Z tabulky je patrné, že průměr pístu 0,1 při zdvihu pístu 0,1171 plně vyhovuje požadavkům na zadaný objemový průtok.

Závěr:

Tabulka 4.3.2 Výsledné hodnoty průměrů a zdvihů pístů

	Pístové čerpadlo		
	jednočinné	dvojčinné	diferenciální
průměr pístu D [m]	0,1	0,08	0,1
zdvih pístu l_0 [m]	0,12	0,091	0,12

Výsledným porovnáním vypočtených hodnot, dojdeme k závěru, že dvojčinné pístové čerpadlo klade při stejném objemovém průtoku nejmenší nároky na velikost průměru a zdvihu pístu, zatím co jednočinné a diferenciální mají přibližně stejné parametry.

5. Vliv konečné délky ojnice na průběh dráhy, rychlosti a zrychlení pístu.

5.1 Porovnání dráhy pístu pro předpoklad nekonečně dlouhé ojnice

Zadáno:

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{2}{5} = 0,4$$

$$r = l \cdot \lambda = 0,12 \cdot 0,4 = 0,048 \text{ m}$$

Příklad výpočtu pro $\varphi = 30^\circ$ (viz. příloha č.4)

pro teoretickou délku

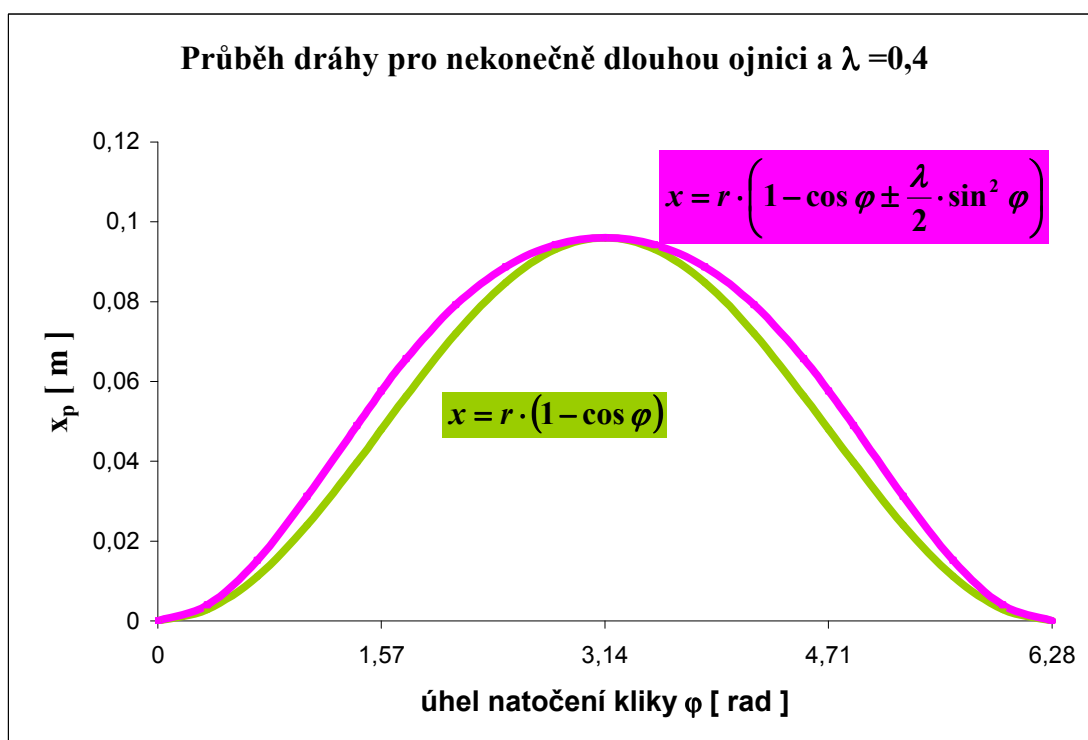
$$x = 0,048 \cdot (1 - \cos 0,52359878) = 0,01 \text{ m}$$

pro $\lambda = 0,048$

$$x = 0,048 \cdot (1 - 0,866 \pm 0,2 \cdot 0,25) = 0,00883 \text{ m}$$

Tabulka 5.1 Výpočty dráhy pro nekonečně dlouhou ojnicí a $\lambda = 0,4$

$\varphi [^\circ]$	$\varphi [\text{rad}]$	x teoretická [m]	$\cos \varphi$	$\sin \varphi$	$\sin^2 \varphi$	x při $\lambda = 0,4$
0	0,00	0,00	1,000	0,000	0,000	0,00000
30	0,52	0,01	0,866	0,500	0,250	0,00883
60	1,05	0,02	0,500	0,866	0,750	0,03120
90	1,57	0,05	0,000	1,000	1,000	0,05760
120	2,09	0,07	-0,500	0,866	0,750	0,07920
150	2,62	0,09	-0,866	0,500	0,250	0,09197
180	3,14	0,10	-1,000	0,000	0,000	0,09600
210	3,67	0,09	-0,866	-0,500	0,250	0,09197
240	4,19	0,07	-0,500	-0,866	0,750	0,07920
270	4,71	0,05	0,000	-1,000	1,000	0,05760
300	5,24	0,02	0,500	-0,866	0,750	0,03120
330	5,76	0,01	0,866	-0,500	0,250	0,00883
360	6,28	0,00	1,000	0,000	0,000	0,00000



Obr.5.1

Graf pro nekonečně dlouhou ojnicí

5.2 Porovnání průběhů rychlosti pístu kde $\lambda = 0,4$

Výpočty provedeme podle vztahů (2.10) a (2.13) opět pro lepší přehled tabulkově .(viz. příloha č. 5)

Příklad výpočtu pro $t = 0,25 \text{ s}$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 2 = 12,56$$

$$\varphi = \omega \cdot t = 12,56 \cdot 0,25 = 3,14$$

$$v_p = 12,56 \cdot 0,048 \cdot (\sin 3,14 \pm 0,2 \cdot -0,00319) = 0,001 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

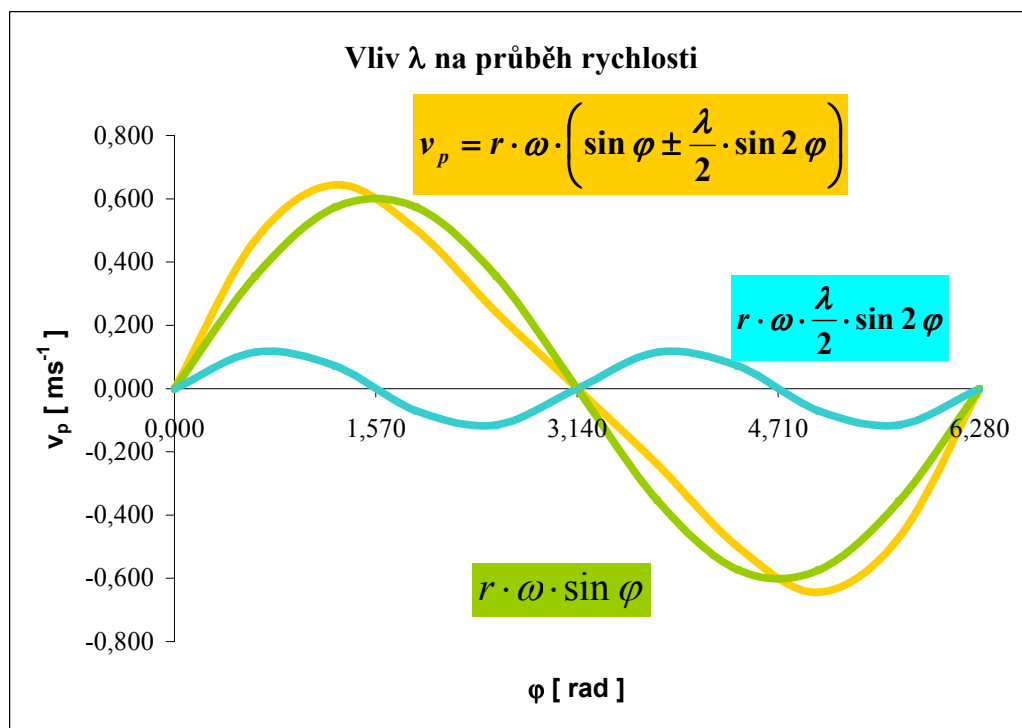
výpočet rychlosti pro jiný než klikový pohon např. excentrický

$$v_{pex} = 0,048 \cdot 12,56 \cdot 0,00159 = 0,00096 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tabulka 5.2 Vypočtené hodnoty pro průběhy rychlostí pístu

t	φ	$\sin \varphi$	$\sin 2 \varphi$	v_p	$r \cdot \omega \cdot \sin \varphi$	$r \cdot \omega \cdot \lambda / 2 \cdot \sin 2 \varphi$
[s]	[rad]	[-]	[-]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]
0,00	0,000	0,00000	0,00000	0,000	0,00000	0,00000
0,05	0,62	0,58753	0,95086	0,469	0,35421	0,11465
0,10	1,25	0,95086	0,58882	0,644	0,57325	0,07100
0,15	1,88	0,95135	-0,58624	0,503	0,57355	-0,07069
0,20	2,51	0,58882	-0,95184	0,240	0,35499	-0,11477
0,25	3,14	0,00159	-0,00319	0,001	0,00096	-0,00038
0,30	3,76	-0,58624	0,94987	-0,239	-0,35343	0,11453
0,35	4,39	-0,95037	0,59139	-0,502	-0,57296	0,07131
0,40	5,02	-0,95184	-0,58365	-0,644	-0,57385	-0,07037
0,45	5,65	-0,59010	-0,95281	-0,471	-0,35576	-0,11489
0,50	6,28	-0,00319	-0,00637	-0,003	-0,00192	-0,00077

Průběhy rychlostí pístu jsou zaznamenány v grafu obr. 5.2



Obr. 5.2

Graf vlivu λ na průběh rychlosti

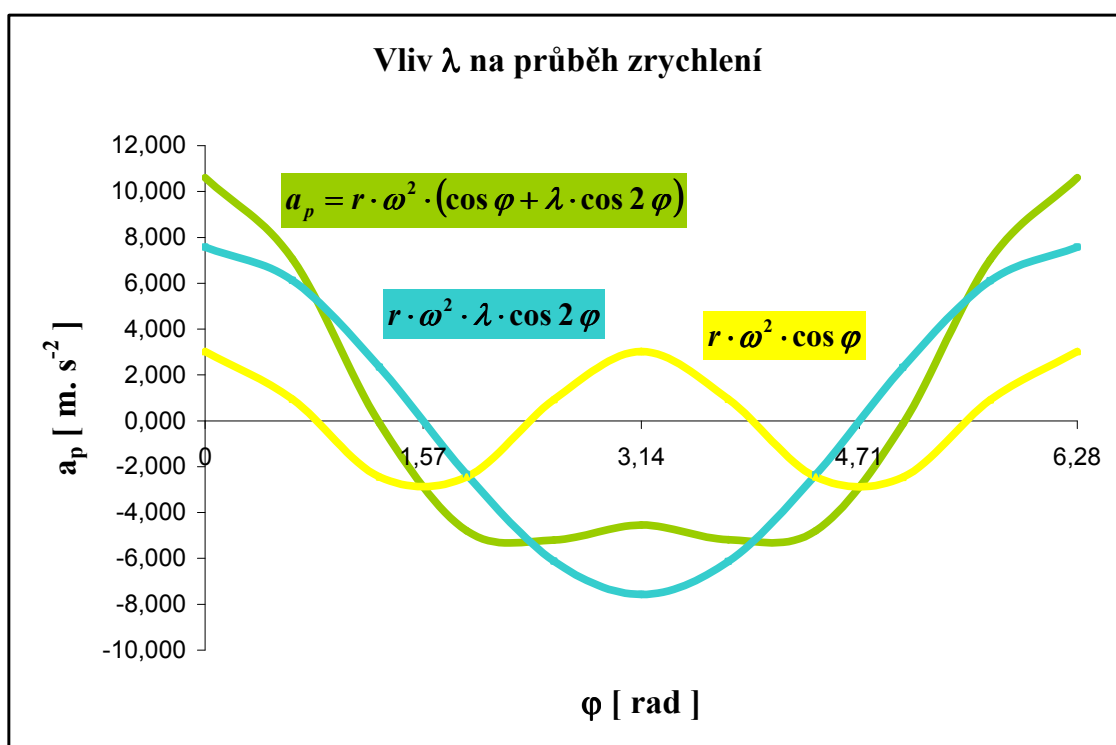
5.3 Porovnání průběhů zrychlení pístu kde $\lambda = 0,4$

Výpočty provedeme podle vztahů (2.11) a (2.14) opět pro lepší přehled tabulkově.
(viz. příloha č.6)

Tabulka 5.3 Vypočtené hodnoty průběhu zrychlení

t	φ	$\cos \varphi$	$\cos 2 \varphi$	a_p	$r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi$	$r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2 \varphi$
[s]	[rad]	[-]	[-]	[m.s ⁻²]	[m.s ⁻²]	[m.s ⁻²]
0,00	0,000	1,000	1,000	10,601	7,5720	3,0288
0,05	0,628	0,809	0,310	7,065	6,1273	0,9378
0,10	1,256	0,310	-0,808	-0,104	2,3445	-2,4481
0,15	1,884	-0,308	-0,810	-4,787	-2,3330	-2,4537
0,20	2,512	-0,808	0,307	-5,192	-6,1202	0,9286
0,25	3,140	-1,000	1,000	-4,543	-7,5720	3,0288
0,30	3,768	-0,810	0,313	-5,187	-6,1344	0,9470
0,35	4,396	-0,311	-0,806	-4,798	-2,3559	-2,4424
0,40	5,024	0,307	-0,812	-0,138	2,3215	-2,4594
0,45	5,652	0,807	0,304	7,033	6,1131	0,9194
0,50	6,280	1,000	1,000	10,601	7,5720	3,0287

Průběhy zrychlení pístu



Obr.5.3

Vliv λ na zrychlení pístu

Příklad výpočtu pro $t = 0,5 \text{ s}$

$$a_p = 0,048 \cdot 157,754 \cdot (1 + 0,4 \cdot 1) = 10,609 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Pro jiný typ pohonu

$$a_{pj} = 0,048 \cdot 157,754 \cdot 1 = 7,57 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

a

$$0,048 \cdot 157,754 \cdot 0,4 \cdot 1 = 3,03 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Z grafů rychlosti a zrychlení pístu je jasně patrné, že rychlost a zrychlení jsou v každém místě a okamžiku různé.

6. Posouzení výtlačné soustavy

Zadání:

Uvažujte soustavu, (obr.6.1) kdy z vodorovného válce je dopravována kapalina potrubím se zadanými parametry do výše položené rozlehlé nádrže s hladinou v konstantní výši. Průměr pístu a zdvih berte z předchozího výpočtu pro jednočinné čerpadlo. Zjistěte, zda může čerpadlo pracovat bez sacího a výtlačného větrníku pokud je dáno:

$$d = 0,04 \text{ m}$$

$$l_1 = 0,4 \text{ m}$$

$$l_2 = 3 \text{ m}$$

$$l_3 = 2,2 \text{ m}$$

$$l_4 = 0,5 \text{ m}$$

$$\lambda = 0,02$$

$$\xi_1 = 2 \cdot 0,51 = 1,02$$

$$\xi_2 = 1$$

$$\xi_3 = 0,3$$

$$\xi_4 = 3$$

$$\xi_5 = 1$$

$$H_{gv} = 4,8 \text{ m}$$

$$H_{gs} = 0,3 \text{ m}$$

$$p' = p_t = 0,1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$p_3 = 3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$p_{\max} = 7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

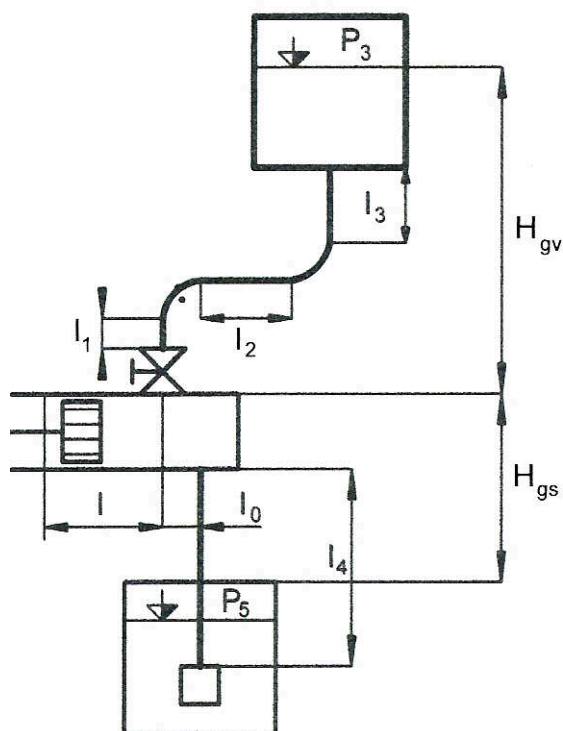
$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$p_5 = p_0 = 10^5 \text{ Pa}$$

$$D_p = 0,1 \text{ m}$$

$$l_0 = 0,12 \text{ m}$$

$$\rho_{\text{VODA}} = 998,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$$



Obr.6.1

Schéma hydraulické soustavy

kde:

ζ_1 je místní ztráta dvou kolen [2]

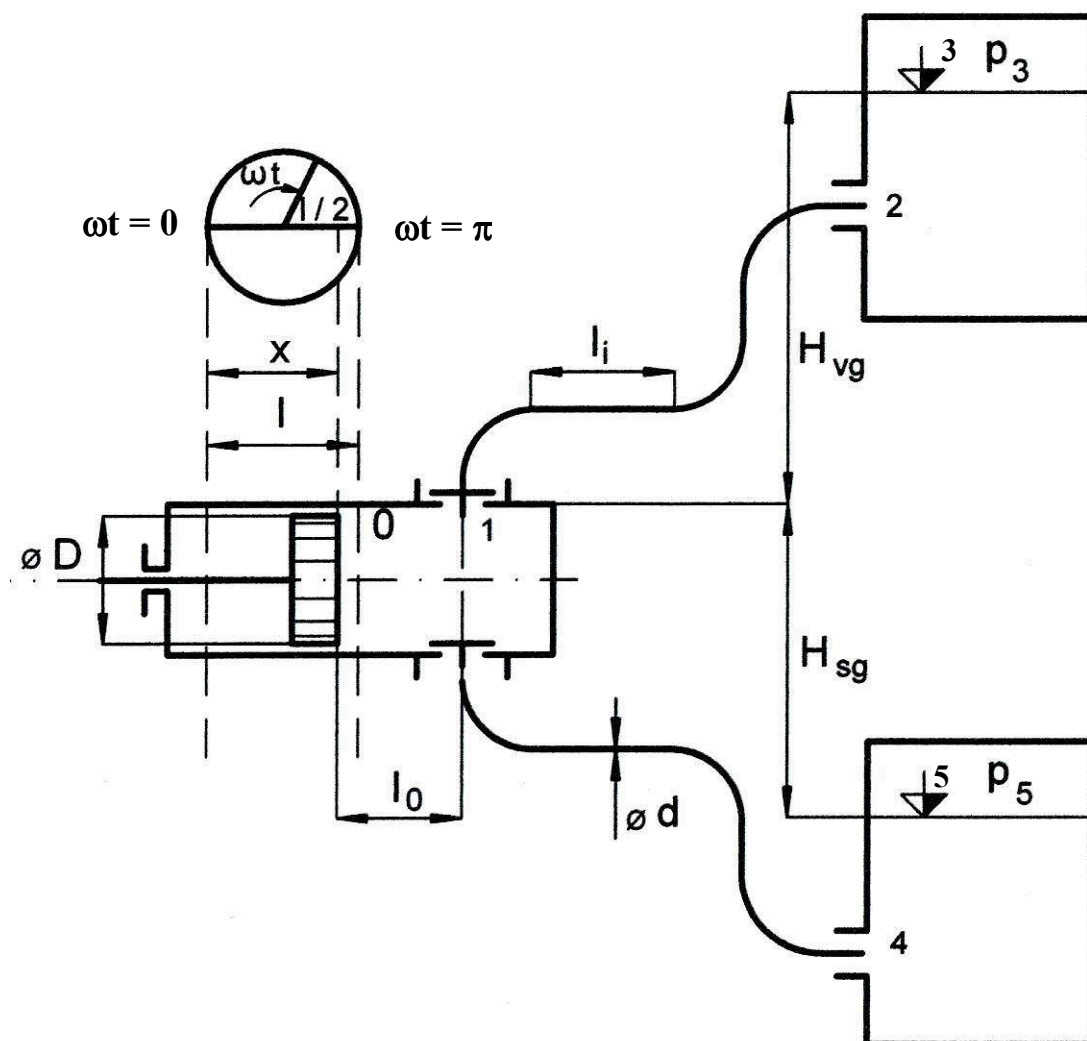
ζ_2 je místní ztráta výtlačného ventilu

ζ_3 je místní ztráta šoupátka [2]

ζ_4 je místní ztráta sacího koše

ζ_5 je místní ztráta sacího ventilu

Výpočty se odvíjejí z Bernoulliho rovnice, kde jsou na jedné straně vyneseny poměry nad pístem a na straně druhé poměry potrubí (6.2) Použité vztahy jsou použity z [3]



Obr. 6.2

Schéma soustavy bez větrníku

Bernoulliho rovnice je definována mezi čelem pístu a hladinou kapaliny v horní nádrži. Uvažujeme pohyb při výtlaku tj. při pohybu pístu z dolní úvratí do horní úvratí.

$$\frac{v_0^2}{2} + \frac{p_0}{\rho} = \int_0^l a_t \, dl + \frac{v_3^2}{2} + \frac{p_3}{\rho} + g \cdot H_{gv} + g \cdot \sum h_z \quad (6.1)$$

V horní nádrži je rychlost v_3 nulová a součet všech odporů mezi bodem I a horní nádrží je Σh_z . Ten v sobě zahrnuje obecného součinitele tření λ_i a obecného součinitele místních odporů ξ_i

$$g \cdot \Sigma h_z = \sum_i \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{v_i^2}{2} + \sum_j \xi_j \cdot \frac{v_j^2}{2} \quad (6.2)$$

Za předpokladu, že místní ztráty i součinitele tření jsou konstantní, lze pomocí rovnice kontinuity převést všechny ztrátové výšky na funkci rychlosti pístu v_0 :

$$g \cdot \Sigma h_z = \left[\sum_i \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \left(\frac{D}{d_i} \right)^4 + \sum_j \xi_j \cdot \left(\frac{D}{d_j} \right)^4 \right] \cdot \frac{v_0^2}{2} = \xi_\Sigma \cdot \frac{v_0^2}{2} \quad (6.3)$$

ξ_Σ je celkový součinitel ztrát, vztažený k rychlosti v_0 :

$$\xi_\Sigma = \sum_i \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \left(\frac{D}{d_i} \right)^4 + \sum_j \xi_j \cdot \left(\frac{D}{d_j} \right)^4 \quad (6.4)$$

Pro zrychlení a_t platí rovnice kontinuity ve tvaru:

$$\begin{aligned} \int_0^3 a_t \cdot dl &= a_0 \cdot (l - x + l_0) + \sum_i a_i \cdot l_i = \left[(l_0 + l - x) + \sum_i \left(\frac{D}{d_i} \right)^2 \cdot l_i \right] \cdot a_0 \\ &= \left\{ \left[l_0 + l + \sum_i \left(\frac{D}{d_i} \right)^2 \cdot l_i \right] - x \right\} \cdot a_0 = (l_\Sigma + l - x) \cdot a_0 \end{aligned} \quad (6.5)$$

definice náhradní délky

$$l_\Sigma = l_0 + \sum_i \left(\frac{D}{d_i} \right)^2 \cdot l_i \quad (6.6)$$

Rychlost pístu:

$$v_0 = \frac{l}{2} \cdot \omega \cdot \sin \omega \cdot t \quad (6.7)$$

zrychlení pístu:

$$a_0 = \frac{l}{2} \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega \cdot t$$

Dosazením do rovnic (6 . 3), (6 . 5) a (6 . 2) dostaneme explicitní vyjádření tlaku p_0 za předpokladu, že $v_3 = 0$:

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{p_3}{\rho} + g \cdot H_{gv} + (\xi_{\Sigma} - 1) \cdot \frac{v_0^2}{2} + (l_{\Sigma} + l - x) \cdot a_0 \quad (6.8)$$

Je-li $\overline{p_v}$ statický výtlačný tlak, pak:

$$\overline{p_v} = p_3 + \rho \cdot g \cdot H_{gv} \quad (6.9)$$

Podmínky vzniku extrémů

1) $\sin \omega \cdot t = 0$ buď za a) dolní úvrat' $\omega \cdot t = 0$

nebo za b) horní úvrat' $\omega \cdot t = \pi$

2) $\sin \omega \cdot t \neq 0$, potom se vypočítá úhel ($\omega \cdot t$) podle vztahu:

$$\cos \omega \cdot t = \frac{\frac{2 \cdot l_{\Sigma}}{\xi_{\Sigma}} + 1}{\xi_{\Sigma} - 3} \quad (6.10)$$

Tento případ může nastat jedině za podmínky, že $[-1 \leq \cos \omega \cdot t \leq 1]$ případ 1a) odpovídá maximu tlaku a případ 1b) minimu tlaku.

1 a) $\omega t = 0$

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{\overline{p_v}}{\rho} + \omega^2 \cdot \frac{l^2}{2} \cdot \left(\frac{l_{\Sigma}}{l} + 1 \right) \triangleright \frac{\overline{p_v}}{\rho} \quad (6.11)$$

jedná se lokální maximum.

1 b) $\omega t = \pi$

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{\overline{p_v}}{\rho} - \omega^2 \cdot \frac{l_{\Sigma} \cdot l}{2} \triangleleft \frac{\overline{p_v}}{\rho} \quad (6.12)$$

jedná se lokální minimum.

Podle vztahu (6.6) nejprve vypočteme náhradní délku l_{Σ} :

$$l_{\Sigma} = l_0 + \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot l_1 + \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot l_2 + \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot l_3 = 0,12 + \left(\frac{0,1}{0,04}\right)^2 \cdot (0,4 + 3 + 2,2) = 35,12$$

$$\underline{\underline{l_{\Sigma} = 35,12 \text{ m}}}$$

Podle vztahu (6.4) vypočteme celkový součinitel ztrát ξ_{Σ} :

$$\xi_{\Sigma} = \lambda \cdot \frac{l_1 + l_2 + l_3}{d} \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^4 + (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3) \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^4 = 0,02 \cdot \frac{0,4 + 3 + 2,2}{0,04} \cdot \left(\frac{0,1}{0,04}\right)^4 +$$

$$+ (1,02 + 1 + 0,3) \cdot \left(\frac{0,1}{0,04}\right)^4 = 200$$

$$\underline{\underline{\xi_{\Sigma} = 200}}$$

Výpočet tlaku p_v podle vztahu (6.9)

$$\overline{p_v} = 3 \cdot 10^5 + 998,2 \cdot 9,81 \cdot 4,8 = 346533$$

$$\underline{\underline{\overline{p_v} = 346533 \text{ Pa}}}$$

Poloudění hodnot extrémů podle rovnice (6.10)

$$\cos \omega \cdot t = \frac{\frac{2 \cdot 35,12}{0,12} + 1}{200 - 3} = 2,97$$

Vypočtená hodnota 2,97 je mimo interval (-1, 1), proto extrémy mohou nastat jen v horní a dolní úvrati.

Dosazením do rovnice (6.12) vypočteme minimální tlak p_0

$$p_{\min} = p_v - \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{l_{\Sigma} \cdot l}{2} = 346533 - 998,2 \cdot 12,56^2 \cdot \frac{35,12 \cdot 0,12}{2} = 14713$$

$$\underline{\underline{p_{\min} = 14713 \text{ Pa}}}$$

$$\underline{\underline{14713 > 10000}}$$

Závěr:

Vypočtený minimální tlak p_{\min} je větší než zadaný minimální přípustný tlak p' , proto může systém pracovat bez vzdušníku na výtlaku.

7. Posouzení sací soustavy

Nejprve provedeme výpočty redukované délky potrubí l_Σ a určíme celkový ztrátový součinitel ξ_Σ podle rovnic (6.6) a (6.4)

$$l_\Sigma = l_0 + \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot l = 0,12 + \left(\frac{0,1}{0,04}\right)^2 \cdot 0,5 = 3,245$$

$$\underline{\underline{l_\Sigma = 3,245 \text{ m}}}$$

$$\xi_\Sigma = \lambda \cdot \frac{l_0}{d} \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^4 + (\xi_4 + \xi_5) \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^4 = 0,02 \cdot \frac{0,5}{0,04} \cdot \left(\frac{0,1}{0,04}\right)^4 + (3 + 1) \cdot \left(\frac{0,1}{0,04}\right)^4 = 166,0156$$

$$\underline{\underline{\xi_\Sigma = 166}}$$

výpočet statického sacího tlaku podle [4]

$$\overline{p_s} = p_s - \rho \cdot g \cdot H_{gs} = 100000 - 988,2 \cdot 9,81 \cdot 0,3 = 97092$$

$$\underline{\underline{p_s = 97092 \text{ Pa}}}$$

výpočet $\cos \omega t$ podle vztahu

$$\cos \omega \cdot t = \frac{\frac{2 \cdot l_\Sigma}{l} + 1}{\xi_\Sigma + 3} \quad (6.13)$$

$$\cos \omega \cdot t = \frac{\frac{2 \cdot 3,245}{0,12} + 1}{166 + 3} = 0,3259$$

$$\underline{\underline{\cos \omega \cdot t = 0,3259}}$$

Protože se vypočtená hodnota nachází na intervalu (-1, 1), existuje extrém a musíme skontrolovat minimální tlak pro $\omega t = \pi$ podle vzorce

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{\overline{p_s}}{\rho} + \frac{l^2}{8} \cdot \omega^2 \cdot \left[-(\xi_\Sigma + 1) - \left(\frac{\frac{2 \cdot l_\Sigma}{l} + 1}{\xi_\Sigma + 3} \right) \cdot (\xi_\Sigma + 3) \right] \text{ kde } \left(\frac{\frac{2 \cdot l_\Sigma}{l} + 1}{\xi_\Sigma + 3} \right) = \cos \omega \cdot t \quad (6.14)$$

$$p_0 = \overline{p_s} + \frac{l^2}{8} \cdot \omega^2 \cdot \rho \cdot [-(\xi_\Sigma + 1) - \cos \omega \cdot t \cdot (\xi_\Sigma + 3)]$$

$$p_0 = 97092 + 0,0018 \cdot 157,75 \cdot 998,2 \cdot (-167 - 0,3259 \cdot 169) = 34190$$

$$\underline{\underline{p_0 = 34190 \text{ Pa}}}$$

Porovnáním minimálního tlaku p_0 a tlaku nasycených par p_t

$$34190 > 10000$$

dojdeme k závěru, že minimální tlak je větší než tlak nasycených par a tím pádem není instalace větrníku na sacím potrubí nutná. Pro kontrolu provedeme výpočet pro lokální minimum tlaku podle vztahu

$$p_0 = p_s - \rho \cdot \frac{\omega^2 \cdot l_\Sigma \cdot l}{2}$$

$$p_0 = p_s - \rho \cdot \frac{\omega^2 \cdot l_\Sigma \cdot l}{2} = 97092 - 998,2 \cdot \frac{12,56^2 \cdot 3,245 \cdot 0,12}{2} = 66432,66041$$

$$\underline{\underline{p_0 = 66432,66041 \text{ Pa}}}$$

$$66433 > 10000$$

Závěrem můžeme jednoznačně konstatovat, že větrník není zapotřebí ani na sací ani na výtlačné straně potrubí.

Závěr:

Závěrem je potřeba podotknout, že při konstrukci a návrhu pístových čerpadel je zapotřebí přihlížet hned k několika faktorům majících zásadní vliv na správnou funkci celého systému. V první řadě si musíme uvědomit jaké množství a za jakých podmínek budeme kapalinu přepravovat. Toto musíme přizpůsobit zástavnému prostoru jaký máme k dispozici a od něj zvolit vhodný poměr λ tj. poměr kliky a zdvihu. Odtud se dostaneme opět volbou vhodného poměru (zdvih – píst) k průměru pístu. Získané parametry čerpadla musíme porovnat se zbytkem čerpacího systému tak jak bylo provedeno v předchozí práci. To znamená analyzovat sací a výtlačné potrubí a na základě těchto analýz určit, zda daný čerpací systém nepotřebuje další úpravy k tomu, aby správně pracoval. Tím je hlavně myšlena případná instalace větrníků v sacím, či výtlačném čerpacím traktu, případně v obou větvích najednou. V našem případě jsme dospěli k závěru, že větrníky zapotřebí nejsou. Z hlediska ekonomiky provozu bychom dále museli prověřit energetickou stránku čerpacího systému. To znamená přesvědčit se zdali z dodané energie do systému tento vykoná adekvátní práci. Bylo by k tomu nutné sestavit rovnice měrné energie čerpadla a měrné energie potrubí. Dosazením objemového průtoku a grafickým proložením obou křivek, bychom dostali tzv. pracovní bod systému. Z jeho polohy, lze jednoznačně určit zda čerpadlo dodává dostatek energie kapalině a ta proudí systémem požadovaným objemovým průtokem, či nikoli. Z tabulek výpočtů zdvihů a průměrů pístů je patrné, že k tomu abychom dosáhli přesného objemového průtoku dle zadání, musíme přizpůsobit, buď zdvih pístu jeho průměru nebo naopak. Lze ovšem kombinovat tyto parametry i současně. Podstatné ovšem je, že se dostáváme k rozměrům v desetinách někdy i v tisícinách milimetru. Takováto přesnost by ovšem poněkud prodražila výrobek. Zároveň vzhledem k použití tohoto čerpadla tj. přečerpávání vody z jedné nádrže do druhé by byla vysoká přesnost zcela zbytečná. Proto jsou výsledné hodnoty jak zdvihu, tak průměru pístu vhodně zaokrouhleny. Na úplný závěr bych rád navrhl možné využití vypočteného čerpadla např. k odčerpávání vody ze sklepu při jarním tání sněhu, nebo plnění zavlažovacího rezervoáru menší zahrady.

Seznam použité literatury

- [1] VARCHOLA, M. *Hydrostatické čerpadla* 1. vyd., Editační středisko SVŠT v Bratislavě, 1988. 220 s.
- [2] GRUNWALD, A.; MACEK, L.; ŠRYTR, P. *Vodárenství* 1. vyd., ŠEL, spol. s r. o., Praha, 1998. 192 s. ISBN 80-902460-7-9
- [3] TOMÁŠ, F., FLEISCHNER, P., BRTNÍK, F.: *Hydraulické stroje. Sbírka příkladů. Část I.* SNTL – Praha 1972. 119 s.
- [4] BLÁHA, J.; BRADA, K., *Hydraulické stroje*, 1. vyd., SNTL – Nakladatelství technické literatury, Praha 1992. 747 s. ISBN 80-03-00665-1

Seznam příloh

1. Výpočtová tabulka pro jednočinné pístové čerpadlo
2. Výpočtová tabulka pro dvojčinné pístové čerpadlo
3. Výpočtová tabulka pro diferenciální pístové čerpadlo
4. Výpočtová tabulka pro nekonečně dlouhou ojnici
5. Výpočtová tabulka – vliv λ na rychlost
6. Výpočtová tabulka – vliv λ na zrychlení

Přílohy

Výpočtová tabulka pro jednočinné pístové čerpadlo, průměry a zdvihy pístů

Jednočinné pístové čerpadlo						
D_p	l	$S_p D$	V_g	Q_v 100%	Q_v 87%	Q_v 87% $2s^{-1}$
[m]	[m]	[m^2]	[m^3]	[$m^3 \cdot s^{-1}$]	[$m^3 \cdot s^{-1}$]	[$m^3 \cdot s^{-1}$]
0,0160	0,0192	0,0002	0,00000	0,00000	0,00000	0,000007
0,0180	0,0216	0,0003	0,00001	0,00001	0,00000	0,000010
0,0200	0,0240	0,0003	0,00001	0,00001	0,00001	0,000013
0,0250	0,0300	0,0005	0,00001	0,00001	0,00001	0,000026
0,0320	0,0384	0,0008	0,00003	0,00003	0,00003	0,000054
0,0400	0,0480	0,0013	0,00006	0,00006	0,00005	0,000105
0,0500	0,0600	0,0020	0,00012	0,00012	0,00010	0,000205
0,0560	0,0672	0,0025	0,00017	0,00017	0,00014	0,000288
0,0630	0,0756	0,0031	0,00024	0,00024	0,00021	0,000410
0,0700	0,0840	0,0038	0,00032	0,00032	0,00028	0,000562
0,0800	0,0960	0,0050	0,00048	0,00048	0,00042	0,000840
0,0900	0,1080	0,0064	0,00069	0,00069	0,00060	0,001195
0,1000	0,1200	0,0079	0,00094	0,00094	0,00082	0,001640
0,1100	0,1320	0,0095	0,00125	0,00125	0,00109	0,002183
0,1250	0,1500	0,0123	0,00184	0,00184	0,00160	0,003203
0,0990	0,1200	0,0077	0,00092	0,00092	0,00080	0,001607
0,9800	0,1200	0,7543	0,09052	0,09052	0,07875	0,157497
0,0989	0,1200	0,0077	0,00092	0,00092	0,00080	0,001604
0,0988	0,1200	0,0077	0,00092	0,00092	0,00080	0,001601

Výpočtová tabulka pro dvojčinné pístové čerpadlo, průměry a zdvihy pístů

Dvojčinné pístové čerpadlo					
D_p	l	$S_p D$	$V_g 100\%$	$V_g 87\%$	$Q_v 87\% 2s^{-1}$
[m]	[m]	[m ²]	[m ³]	[m ³]	[m ³ .s ⁻¹]
0,0160	0,0192	0,00020	0,00000	0,00000	0,00001
0,0180	0,0216	0,00025	0,00001	0,00000	0,00002
0,0200	0,0240	0,00031	0,00001	0,00001	0,00003
0,0250	0,0300	0,00049	0,00001	0,00001	0,00005
0,0320	0,0384	0,00080	0,00003	0,00003	0,00011
0,0400	0,0480	0,00126	0,00006	0,00005	0,00021
0,0500	0,0600	0,00196	0,00012	0,00010	0,00041
0,0560	0,0672	0,00246	0,00017	0,00014	0,00058
0,0630	0,0756	0,00312	0,00024	0,00021	0,00082
0,0700	0,0840	0,00385	0,00032	0,00028	0,00112
0,0800	0,0960	0,00503	0,00048	0,00042	0,00168
0,0900	0,1080	0,00636	0,00069	0,00060	0,00239
0,0800	0,0950	0,00503	0,00048	0,00042	0,00166
0,0800	0,0940	0,00503	0,00047	0,00041	0,00164
0,0800	0,0930	0,00503	0,00047	0,00041	0,00163
0,0800	0,0920	0,00503	0,00046	0,00040	0,00161
0,0800	0,0910	0,00503	0,00046	0,00040	0,001592

Výpočtová tabulka pro diferenciální pístové čerpadlo, průměry a zdvihy pístů

Výpočtová tabulka průměrů a zdvihů pístu diferenciálního čerpadla								
D	d = 0,707 D	l = 1,2D	S _p D	S _p d	V _g D	V _g d	V _g 87%	Q _v (2s ⁻¹)
[m]	[m]	[m]	[m ²]	[m ²]	[m ³]	[m ³]	[m ³]	[m ³ s ⁻¹]
0,016	0,0113	0,0192	0,0002	0,0001	0,0003	0,0002	0,0000	0,000007
0,018	0,0127	0,0216	0,0003	0,0001	0,0004	0,0003	0,0000	0,000010
0,020	0,0141	0,0240	0,0003	0,0002	0,0005	0,0003	0,0000	0,000013
0,025	0,0177	0,0300	0,0005	0,0002	0,0008	0,0005	0,0000	0,000026
0,032	0,0226	0,0384	0,0008	0,0004	0,0012	0,0009	0,0000	0,000054
0,040	0,0283	0,0480	0,0013	0,0006	0,0019	0,0014	0,0001	0,000105
0,050	0,0354	0,0600	0,0020	0,0010	0,0030	0,0021	0,0001	0,000205
0,056	0,0396	0,0672	0,0025	0,0012	0,0038	0,0027	0,0001	0,000288
0,063	0,0445	0,0756	0,0031	0,0016	0,0048	0,0034	0,0002	0,000410
0,070	0,0495	0,0840	0,0038	0,0019	0,0059	0,0042	0,0003	0,000562
0,080	0,0566	0,0960	0,0050	0,0025	0,0077	0,0054	0,0004	0,000840
0,090	0,0636	0,1080	0,0064	0,0032	0,0097	0,0069	0,0006	0,001195
0,100	0,0707	0,1200	0,0079	0,0039	0,0120	0,0085	0,0008	0,001640
0,110	0,0778	0,1320	0,0095	0,0048	0,0145	0,0103	0,0011	0,002182
0,125	0,0884	0,1500	0,0123	0,0061	0,0188	0,0133	0,0016	0,003202
0,140	0,0990	0,1680	0,0154	0,0077	0,0235	0,0166	0,0022	0,004499
0,100	0,0707	0,1190	0,0079	0,0039	0,0119	0,0084	0,0008	0,001626
0,100	0,0707	0,1180	0,0079	0,0039	0,0118	0,0083	0,0008	0,001612
0,100	0,0707	0,1170	0,0079	0,0039	0,0117	0,0083	0,0008	0,001599
0,100	0,0707	0,1171	0,0079	0,0039	0,0117	0,0083	0,0008	0,001600

Výpočtová tabulka pro nekonečně dlouhou ojnici

Vliv λ pro nekonečně dlouhou ojnici							
φ [°]	φ [rad]	r [m]	x teoretická [m]	cos φ [-]	sin φ [-]	sin ² φ [-]	$\lambda = 0,4$ [-]
0	0,00	0,048	0,00E+00	1,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00
10	0,17	0,048	7,29E-04	9,85E-01	1,74E-01	3,02E-02	1,02E-03
20	0,35	0,048	2,89E-03	9,40E-01	3,42E-01	1,17E-01	4,02E-03
30	0,52	0,048	6,43E-03	8,66E-01	5,00E-01	2,50E-01	8,83E-03
40	0,70	0,048	1,12E-02	7,66E-01	6,43E-01	4,13E-01	1,52E-02
50	0,87	0,048	1,71E-02	6,43E-01	7,66E-01	5,87E-01	2,28E-02
60	1,05	0,048	2,40E-02	5,00E-01	8,66E-01	7,50E-01	3,12E-02
70	1,22	0,048	3,16E-02	3,42E-01	9,40E-01	8,83E-01	4,01E-02
80	1,40	0,048	3,97E-02	1,74E-01	9,85E-01	9,70E-01	4,90E-02
90	1,57	0,048	4,80E-02	6,13E-17	1,00E+00	1,00E+00	5,76E-02
100	1,75	0,048	5,63E-02	-1,74E-01	9,85E-01	9,70E-01	6,56E-02
110	1,92	0,048	6,44E-02	-3,42E-01	9,40E-01	8,83E-01	7,29E-02
120	2,09	0,048	7,20E-02	-5,00E-01	8,66E-01	7,50E-01	7,92E-02
130	2,27	0,048	7,89E-02	-6,43E-01	7,66E-01	5,87E-01	8,45E-02
140	2,44	0,048	8,48E-02	-7,66E-01	6,43E-01	4,13E-01	8,87E-02
150	2,62	0,048	8,96E-02	-8,66E-01	5,00E-01	2,50E-01	9,20E-02
160	2,79	0,048	9,31E-02	-9,40E-01	3,42E-01	1,17E-01	9,42E-02
170	2,97	0,048	9,53E-02	-9,85E-01	1,74E-01	3,02E-02	9,56E-02
180	3,14	0,048	9,60E-02	-1,00E+00	1,23E-16	1,50E-32	9,60E-02
190	3,32	0,048	9,53E-02	-9,85E-01	-1,74E-01	3,02E-02	9,56E-02
200	3,49	0,048	9,31E-02	-9,40E-01	-3,42E-01	1,17E-01	9,42E-02
210	3,67	0,048	8,96E-02	-8,66E-01	-5,00E-01	2,50E-01	9,20E-02
220	3,84	0,048	8,48E-02	-7,66E-01	-6,43E-01	4,13E-01	8,87E-02
230	4,01	0,048	7,89E-02	-6,43E-01	-7,66E-01	5,87E-01	8,45E-02
240	4,19	0,048	7,20E-02	-5,00E-01	-8,66E-01	7,50E-01	7,92E-02
250	4,36	0,048	6,44E-02	-3,42E-01	-9,40E-01	8,83E-01	7,29E-02
260	4,54	0,048	5,63E-02	-1,74E-01	-9,85E-01	9,70E-01	6,56E-02
270	4,71	0,048	4,80E-02	-1,84E-16	-1,00E+00	1,00E+00	5,76E-02
280	4,89	0,048	3,97E-02	1,74E-01	-9,85E-01	9,70E-01	4,90E-02
290	5,06	0,048	3,16E-02	3,42E-01	-9,40E-01	8,83E-01	4,01E-02
300	5,24	0,048	2,40E-02	5,00E-01	-8,66E-01	7,50E-01	3,12E-02
310	5,41	0,048	1,71E-02	6,43E-01	-7,66E-01	5,87E-01	2,28E-02
320	5,59	0,048	1,12E-02	7,66E-01	-6,43E-01	4,13E-01	1,52E-02
330	5,76	0,048	6,43E-03	8,66E-01	-5,00E-01	2,50E-01	8,83E-03
340	5,93	0,048	2,89E-03	9,40E-01	-3,42E-01	1,17E-01	4,02E-03
350	6,11	0,048	7,29E-04	9,85E-01	-1,74E-01	3,02E-02	1,02E-03
360	6,28	0,048	0,00E+00	1,00E+00	-2,45E-16	6,00E-32	5,76E-34

Výpočtová tabulka – vliv λ na rychlost

Vliv λ na rychlost pístu								
t	ω	$\lambda / 2$	φ	$\sin \varphi$	$\sin 2.\varphi$	v_p	$r.\omega.\sin\varphi$	$r.\omega.\lambda/2.\sin 2\varphi$
[s]	[s^{-1}]	[-]	[rad]	[-]	[-]	[$m. s^{-1}$]	[$m. s^{-1}$]	[$m. s^{-1}$]
0,00	12,560	0,2	0,000	0,0000	0,0000	0,000	0	0,000000
0,05	12,56	0,2	0,628	0,5875	0,9509	0,469	0,35420859	0,114651
0,10	12,56	0,2	1,256	0,9509	0,5888	0,644	0,57325415	0,070997
0,15	12,56	0,2	1,884	0,9514	-0,5862	0,503	0,57355072	-0,070686
0,20	12,56	0,2	2,512	0,5888	-0,9518	0,240	0,35498513	-0,114769
0,25	12,56	0,2	3,140	0,0016	-0,0032	0,001	0,00096018	-0,000384
0,30	12,56	0,2	3,768	-0,5862	0,9499	-0,239	-0,3534312	0,114531
0,35	12,56	0,2	4,396	-0,9504	0,5914	-0,502	-0,5729561	0,071307
0,40	12,56	0,2	5,024	-0,9518	-0,5837	-0,644	-0,5738458	-0,070375
0,45	12,56	0,2	5,652	-0,5901	-0,9528	-0,471	-0,3557608	-0,114886
0,50	12,56	0,2	6,280	-0,0032	-0,0064	-0,003	-0,0019204	-0,000768
0,55	12,56	0,2	6,908	0,5849	0,9489	0,467	0,35265284	0,114411
0,60	12,56	0,2	7,536	0,9499	0,5940	0,644	0,57265666	0,071616
0,65	12,56	0,2	8,164	0,9523	-0,5811	0,504	0,57413948	-0,070063
0,70	12,56	0,2	8,792	0,5914	-0,9538	0,242	0,35653549	-0,115002
0,75	12,56	0,2	9,420	0,0048	-0,0096	0,002	0,00288053	-0,001152
0,80	12,56	0,2	10,048	-0,5837	0,9479	-0,238	-0,3518736	0,114289
0,85	12,56	0,2	10,676	-0,9494	0,5965	-0,500	-0,5723557	0,071925
0,90	12,56	0,2	11,304	-0,9528	-0,5785	-0,644	-0,5744317	-0,069750
0,95	12,56	0,2	11,932	-0,5927	-0,9547	-0,472	-0,3573093	-0,115117
1,00	12,56	0,2	12,560	-0,0064	-0,0127	-0,005	-0,0038407	-0,001536

Výpočtová tabulka – vliv λ na zrychlení

Vliv λ na zrychlení pístu									
r	t	φ	ω^2	λ	$\cos \varphi$	$\cos 2 \varphi$	a_p	$r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi$	$r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2 \varphi$
[m]	[s]	[rad]	[s ⁻¹]	[-]	[-]	[-]	[m.s ⁻²]	[m.s ⁻²]	[m.s ⁻²]
0,048	0	0	157,75	0,4	1,000	1,000	10,601	7,5722	3,0289
0,048	0,05	0,628	157,75	0,4	0,809	0,310	7,065	6,1274	0,9378
0,048	0,1	1,256	157,75	0,4	0,310	-0,808	-0,104	2,3445	-2,4481
0,048	0,15	1,884	157,75	0,4	-0,308	-0,810	-4,787	-2,3330	-2,4538
0,048	0,2	2,512	157,75	0,4	-0,808	0,307	-5,192	-6,1203	0,9286
0,048	0,25	3,14	157,75	0,4	-1,000	1,000	-4,543	-7,5722	3,0289
0,048	0,3	3,768	157,75	0,4	-0,810	0,313	-5,188	-6,1345	0,9470
0,048	0,35	4,396	157,75	0,4	-0,311	-0,806	-4,798	-2,3560	-2,4424
0,048	0,4	5,024	157,75	0,4	0,307	-0,812	-0,138	2,3216	-2,4594
0,048	0,45	5,652	157,75	0,4	0,807	0,304	7,033	6,1132	0,9194
0,048	0,5	6,28	157,75	0,4	1,000	1,000	10,601	7,5721	3,0288
0,048	0,55	6,908	157,75	0,4	0,811	0,316	7,098	6,1416	0,9561
0,048	0,6	7,536	157,75	0,4	0,313	-0,804	-0,069	2,3674	-2,4367
0,048	0,65	8,164	157,75	0,4	-0,305	-0,814	-4,775	-2,3101	-2,4651
0,048	0,7	8,792	157,75	0,4	-0,806	0,301	-5,196	-6,1061	0,9102
0,048	0,75	9,42	157,75	0,4	-1,000	1,000	-4,543	-7,5721	3,0287
0,048	0,8	10,048	157,75	0,4	-0,812	0,319	-5,183	-6,1486	0,9653
0,048	0,85	10,676	157,75	0,4	-0,314	-0,803	-4,810	-2,3789	-2,4310
0,048	0,9	11,304	157,75	0,4	0,304	-0,816	-0,172	2,2986	-2,4707
0,048	0,95	11,932	157,75	0,4	0,805	0,297	7,000	6,0990	0,9010
0,048	1	12,56	157,75	0,4	1,000	1,000	10,601	7,5720	3,0286